

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Přeprava jízdních kol ve vlaku

Transport of Bicycles in Railway Carriage

Student:

Sikora Vojtěch

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Sikora**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Přeprava jízdních kol ve vlaku**
Transport of Bicycles in a Railway Carriage
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte rešerši stávajících řešení nosičů pro přepravu jízdních kol ve vlaku. Dále navrhnete konstrukční řešení pro stojan/nosič jízdního kola, který umožňuje přepravu jízdního kola ve vlaku. Vyhodnoťte možnosti přepravy jízdních kol v daném typu vlaku a podle toho navrhnete řešení nosiče. Konstrukční řešení podložte potřebnými pevnostními, kinematickými nebo provozními výpočty a vypracujte technickou dokumentaci v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel - ŠKODA VAGONKA a.s., Ostrava.

Seznam doporučené odborné literatury:

PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2, Řídicí prvky hydrostatických systémů, příslušenství hydrostatických obvodů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2008. ISBN 978-80-248-1827-6.
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
BOLEK, A. a kol. *Části strojů*. Praha: SNTL Praha, 1990.
ČSN EN 12663-1 *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel*. Praha: ČNI, 07/2015. 36s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, srpen 1996. 32s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020.

.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.

.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Vojtěch Sikora

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Opavská 885, 742 83 Klimkovice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SIKORA, V. *Přeprava jízdních kol ve vlaku*: bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování. 2020, 110 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

V bakalářské práci se zabírám dostupnými možnostmi přepravování jízdních kol železniční dopravou v České republice. Zabývám se novinkami na trhu v zavěšování jízdních kol. Navrhuji možnosti zavěšení jízdních kol v průběhu přepravy. Zkoumám polohu těžiště různých typů jízdních kol společně s jejich hmotností. Pevnostně navrhuji a počítám zvolené konstrukční řešení držáku jízdního kola v železničním voze.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SIKORA, V. *Transport of Bicycles in Railway Carriage*: bachelor thesis. VSB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design. 2020, 110 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

In this bachelor's thesis I look into available possibilities of bicycle transportation by means of rolling stock in territory of the Czech republic. I deal with new products of bicycle racks, that are available in the marketplace. I suggest the possibility of hanging bicycles during transport. I examine the position of the centers of gravity on different types of bicycles, along with their mass. I design and calculate choosen solution of hanging the bicycle.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
Úvod.....	11
1 Parametry jízdního kola	12
2 Držáky, stojany na kola.....	13
3 Přeprava jízdních kol ve vlacích	16
3.1 Přeprava jízdních kol v České republice	18
3.2 Přeprava kol v Evropě	28
4 Návrhy řešení	31
5 Řešení zvoleného návrhu	43
5.1 Zatížení působící na držák.....	48
5.2 Analytický výpočet.....	60
5.3 Metoda konečných prvků – MKP.....	74
5.4 Kontrola svarových spojů.....	85
5.5 Návrh a kontrola šroubového spoje.....	94
6 Závěr	103
7 Seznam použité literatury	106
8 Seznam příloh	110

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
a	Výška svaru	[mm]
A_W	Nosná plocha průřezu svaru	[mm ²]
A_5	Tažnost	[%]
b_r	Šířka ramena	[mm]
b_z	Šířka základny	[mm]
c	Konstanta závislosti polohy ve vlaku	[-]
d	Jmenovitý průměr závitu	[mm]
d_k	Průměr kola	[mm]
d_t	Průměr závěsné tyče	[mm]
d_0	Průměr díry	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr šroubu	[mm]
E	Youngův modul pružnosti	[GPa]
f	Součinitel smykového tření	[-]
F_{Ax}	Síla působící na držák (ve směru osy x)	[N]
F_{Ay}	Síla působící na držák (ve směru osy y)	[N]
F_{Az}	Síla působící na držák (ve směru osy z)	[N]
F_{Bx}	Síla působící na bočnici (ve směru osy x)	[N]
F_{By}	Síla působící na bočnici (ve směru osy y)	[N]
$F_{\check{c}}$	Síla vyvolaná zavěšením člověka	[N]
F_N	Normálová síla	[N]
f_m	Součinitel tření mezi maticí a podložkou	[-]
F_M	Síla ve šroubu od působícího momentu	[N]
F_o	Předpětí ve šroubu	[N]
F_{PT1}	Přídavná tahová síla ve šroubu	[N]
F_{PT2}	Přídavná tahová síla ve šroubu	[N]
F_R	Vyvozená síla ve šroubech od zatížení člověka	[N]
F_t	Třecí síla	[N]
F_V	Výsledná síla působící na šroub	[N]
f_z	Součinitel smykového tření na závitu	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]

G_x	Tíhová složka síly v ose x	[N]
G_y	Tíhová složka síly v ose y	[N]
G_z	Tíhová složka síly v ose z	[N]
h	Svislá poloha těžiště	[mm]
h_r	Výška ramena	[mm]
h_z	Výška základny	[mm]
I_{wx}	Kvadratický moment průřezu svaru vůči ose x	[mm ⁴]
I_{wy}	Kvadratický moment průřezu svaru vůči ose y	[mm ⁴]
I_{wz}	Kvadratický moment průřezu svaru vůči ose z	[mm ⁴]
J_p	Polární kvadratický moment průřezu svaru	[mm ⁴]
k	Bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí	[-]
K	Bod vetknutí mezi tyčí a ramenem	[-]
k_s	Statický koeficient bezpečnosti	[-]
K_1	Vzdálenost díry od okraje	[mm]
k_3	Převodní součinitel koutového svaru (čelní namáhání)	[-]
k_4	Převodní součinitel koutového svaru (boční namáhání)	[-]
l	Rozvor kol	[mm]
l_{op}	Optimální vzdálenost zavěšení	[mm]
l_r	Délka ramena	[mm]
l_s	Vzdálenost působení sil od osy ramene	[mm]
l_t	Délka rovné části závěsné tyče	[mm]
l_{tc}	Délka závěsné části tyče	[mm]
l_{t1}	Délka závěsné tyče k ose ramena	[mm]
l_1	Vzdálenost vodorovné polohy těžiště od osy předního kola	[mm]
l_2	Vzdálenost vodorovné polohy těžiště od osy zadního kola	[mm]
m_c	Hmotnost testovaného kola	[kg]
$m_{\check{c}}$	Referenční hmotnost člověka	[kg]
m_k	Referenční hmotnost jízdního kola	[kg]
M_{KXY}	Ohybový moment v rovině XY	[N·mm]
M_{KXZ}	Ohybový moment v rovině XZ	[N·mm]
M_{TM}	Třecí moment pod maticí šroubu	[N·mm]
M_{TZ}	Třecí moment na závitě šroubu	[N·mm]
M_u	Utahovací moment šroubu	[N·mm]
m_v	Hmotnost kola ve vodorovné pozici	[kg]
M_{Vx}	Moment kolem osy x v místě vetknutí	[N·mm]

M_{Vy}	Moment kolem osy y v místě vetknutí	[N·mm]
M_{Vz}	Moment kolem osy z v místě vetknutí	[N·mm]
m_z	Hmotnost kola při zdvižení zadního kola	[kg]
n	počet šroubů	[-]
N_1	Tíha předního kola na podložku	[N]
N_{1a}	Tíha předního kola na podložku při zvidžení	[N]
N_2	Tíha zadního kola na podložku	[N]
p	Výška podložení zadního kola	[mm]
P	Rozteč závitu	[mm]
P_1	Rozteč šroubů	[mm]
$q_{\check{c}}$	Spojité zatížení od zavěšení člověka	[N/mm]
Q	Celková tíha kola	[N]
R	Poloměr zaoblení	[mm]
R_{Ax}	Reakce na kolo v místě držáku (ve směru osy x)	[N]
R_{Ay}	Reakce na kolo v místě držáku (ve směru osy y)	[N]
R_{Az}	Reakce na kolo v místě držáku (ve směru osy z)	[N]
R_{Bx}	Reakce na kolo v místě bočnice (ve směru osy x)	[N]
R_{By}	Reakce na kolo v místě bočnice (ve směru osy y)	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_{Kx}	Reakce v ose x v místě K	[N]
R_{Ky}	Reakce v ose y v místě K	[N]
R_{Kz}	Reakce v ose z v místě K	[N]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu	[MPa]
r_x	Vzdálenost krajního vlákna od osy z (směr x)	[mm]
r_y	Vzdálenost krajního vlákna od osy z (směr y)	[mm]
r_z	Vzdálenost krajního vlákna od osy y (směr z)	[mm]
r_1	Spojnice těžiště se středem šroubu	[mm]
s	Výška těžiště nad spojnici středů kol	[mm]
S	Obsah	[mm ²]
s_k	Velikost klíče šroubu	[mm]
s_{rk}	Šířka ráfku jízdního kola	[mm]
t_s	Tloušťka koutového svaru	[mm]
t_z	Tloušťka základny	[mm]
V	Bod vetknutí mezi základnou a ramenem	[-]

W_k	Průřezový modul v krutu	[mm ⁴]
W_{ox}	Průřezový modul ohybu kolem osy x	[mm ⁴]
W_{oy}	Průřezový modul ohybu kolem osy y	[mm ⁴]
W_{oz}	Průřezový modul ohybu kolem osy z	[mm ⁴]
α	Úhel zvednutí zadního kola	[°]
α_r	Úhel připojení ramena	[°]
α_z	Úhel profilu závitu	[°]
β	Bezrozměrný součinitel závislý na poměru stran	[-]
β_k	Bezrozměrný součinitel zahrnující krut	[-]
β_s	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
μ	Poissonova konstanta	[-]
ρ	Měrná hmotnost	[kg·m ³]
σ_d	Dovolené napětí	[MPa]
σ_{HMH}	Redukované napětí dle MKP analýzy	[MPa]
σ_{omax}	Maximální ohybové napětí	[MPa]
σ_{ox}	Ohybové napětí kolem osy x	[MPa]
σ_{oXY}	Ohybové napětí v rovině XY	[MPa]
σ_{oXZ}	Ohybové napětí v rovině XZ	[MPa]
σ_{oz}	Ohybové napětí kolem osy z	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
σ_t	Tahové napětí	[MPa]
σ_{tl}	Tlakové napětí	[MPa]
$\tau_{ }^{F_{Ay}}$	Smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru (od F_{Ay})	[MPa]
$\tau_{\perp}^{F_{Ay}}$	Smykové napětí kolmé na směr svaru (od síly F_{Ay})	[MPa]
$\tau_{ }^{F_{Az}}$	Smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru (od F_{Az})	[MPa]
$\tau_{ }^{F_{\check{c}}}$	Smykové napětí rovnoběžné se směrem svaru (od $F_{\check{c}}$)	[MPa]
$\tau_{ }^K$	Smykové napětí z namáhání na krut (rovnoběžně)	[MPa]
τ_{\perp}^K	Smykové napětí z namáhání na krut (kolmo)	[MPa]
$\tau_{\perp}^{M_{o1}}$	Smykové napětí kolmé na směr svaru	[MPa]
$\tau_{\perp}^{M_{o2}}$	Smykové napětí kolmé na směr svaru	[MPa]
τ_K	Napětí v krutu šroubu	[MPa]
τ_{max}	Smykové napětí v krutu	[MPa]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání	[°]

Úvod

Cyklistika je jedním z masivně narůstajících druhů dopravy. Případně lze o cyklistice taktéž hovořit jako o sportu. Podle statistik z posledních let se na celém světě vyrobí přes tři sta padesát tisíc kol za pouhý den. S takovým počtem přibývajících kol se začaly tvořit nové problémy, se kterými se doposud nepočítalo. Jedním z těchto problémů, přeprava jízdních kol v železniční dopravě, jsem se v téhle práci zabýval.

Vlivem expandování poptávky po jízdních kolech začaly vznikat rozličné typy kol, které se lišily nejen vzhledem, ale především svou geometrií a velikostí, což mělo za následek, že stávající řešení držáků v železniční dopravě přestala být funkční. Tenhle problém se týká především, dle aktuálních trendů nejpoužívanějších, horských kol.

Cílem mojí bakalářské práce bylo, dle uvedených důvodů výše, prozkoumat stávající trh s jízdními koly, abych co nejlépe zmapoval škálu parametrů vyráběných kol, a poskytnul tak konstrukční řešení držáku pro co největší počet dostupných jízdních kol. Kromě zkoumání trhu jízdních kol jsem se taktéž zaměřil na stávající řešení zavěšení, a to nejen v železniční sféře.

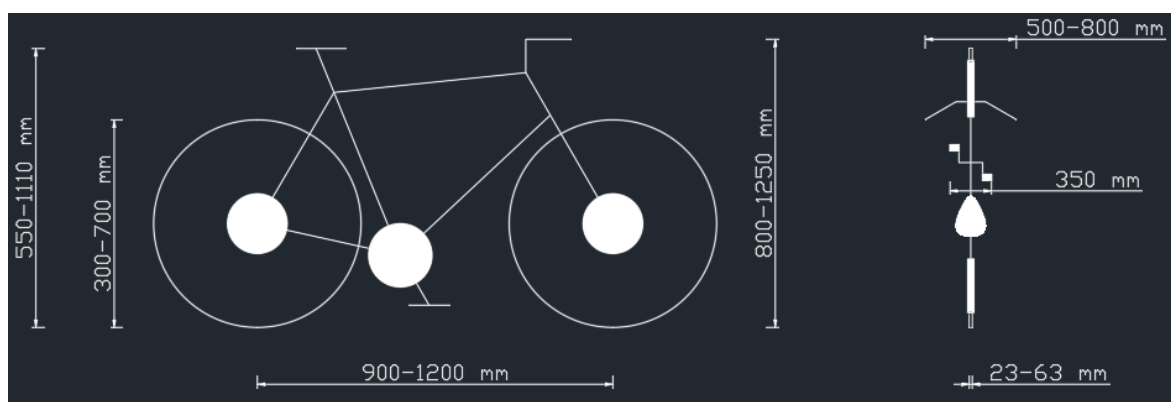
Dle nabytých vědomostí z oblasti železniční přepravy, zavěšování kol a jízdních kol samotných, bylo možné zaměřit se na hlavní cíl bakalářské práce, kterým je konstrukční řešení držáku podložené potřebnými pevnostními výpočty.

1 Parametry jízdního kola

Parametry jízdního kola mě zajímají především z důvodu, aby bylo možné bez problémů umístit do držáku jakýkoliv typ jízdního kola. Hlavní část jízdního kola tvoří rám. Rám je tvořen svařením několika trubek v celek. Trubky mohou být z oceli, hliníku, karbonových vláken, titanu a dalších pevných materiálů.

Pro řešení návrhu zavěšení nás zajímají jednotlivá kola, a to konkrétně jejich průměr a šířka. Kola jsou tvořena pomocí výpletových paprsků spojující středový náboj kola s ráfkem. Na ráfku je poté umístěna duše s pneumatikou. Velikost kol závisí na velikosti zvoleného rámu. Existují tři typy označování pláště kol. Označování dle evropské normy ETRTO udávající vnitřní průměr pláště a jeho šířku v milimetrech. Druhým typem označování je tzv. francouzský rozměr, který udává vnější průměr pláště a šířku pláště. Poslední typ označení pochází z anglosaských zemí a označuje vnější průměr pláště společně s jeho šířkou v palcích. Evropská norma ETRTO uvádí hodnoty šířky pláště od nejmenší šířky 16 mm po největší šířku 62 mm.

Další podstatnou komponentou jízdního kola pro návrh zavěšení jsou řídítka, která musí mít dle ČSN EN ISO 4210-2 celkovou šířku do 1000 mm, pokud to vnitrostátní právní předpisy nenařizují jinak. Nejčastěji se využívá šířek do přibližně 800 mm. Větší šířky řídítek se používají především u horských kol. Rozvor kol závisí na velikosti rámu jízdního kola a pohybuje se přibližně do velikosti 1200 mm.



Obrázek 1.1 – Parametry jízdních kol

2 Držáky, stojany na kola

Držáky na kola jsou zařízení sloužící k optimalizaci skladování jízdních kol. Držáky mají za úkol poskytnout vhodné využití prostoru k uskladnění kol na relativně malém prostoru. Při výběru typu držáku se dbá především na dispozice prostoru, ve kterém bude jízdní kolo skladováno. Držáky lze rozdělit podle směru zavěšení jízdního kola na horizontální, vertikální a kolmé ke zdi.



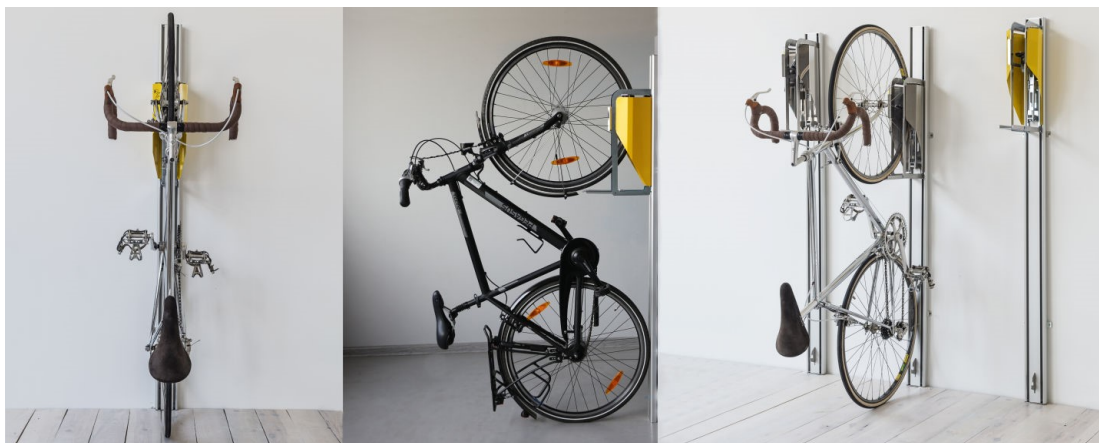
Obrázek 2.1 – Umístění jízdního kola kolmo se zdi (vlevo), horizontální (uprostřed) a vertikální (vpravo)

U držáků, které umísťují jízdní kolo horizontálně je využíváno zavěšení v oblasti rámu kola. Rám kola může být podepřen na dvou místech v určitém rozestupu kruhovými, nebo speciálně tvarovými profily. Dvojici podpěr lze také nahradit podlouhlým profilem s délkou takovou, aby došlo k fixaci kola v dané pozici. S touto verzí umístění se můžeme nejčastěji setkat v domácnostech, cyklistických prodejnách.

Pro zavěšení jízdního kola vertikálně se nejčastěji využívá zavěšení předního kola za ráfek, případně se lze setkat i se zavěšením za řídítka. Existují různé typy této varianty zavěšení. Ve většině případů se využívá stejného principu – prostrčení tvarovaného háku kruhového průřezu skrz výplet kola. Ráfek kola se zachytí za hák a zamezí pohybu ve směru k zemi. Jedná se o nejvyužívanější typ držáků, lze se s nimi setkat prakticky kdekoliv od úschoven kol až po prostředky hromadné dopravy.

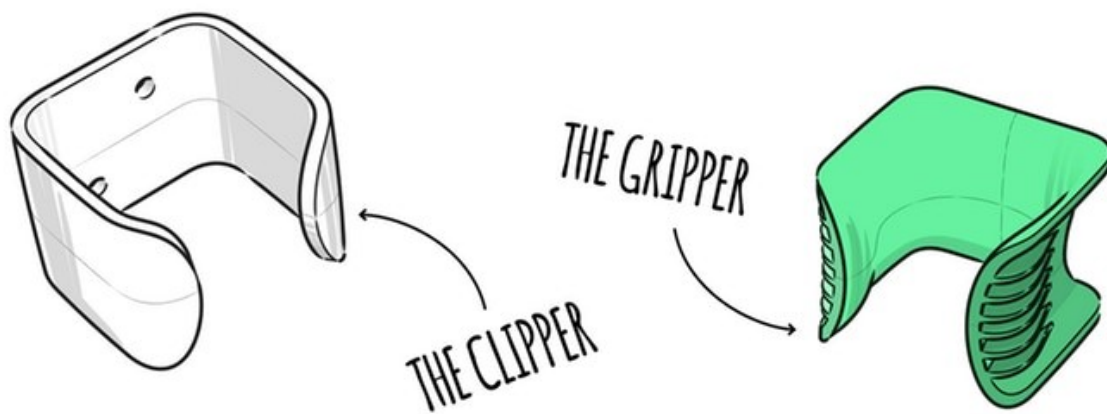
Umístění kolmo ke zdi nechává jízdní kolo na rozdíl od ostatních umístění na podlaze nebo dochází ke zvednutí jednoho kola mírně ve vertikálním směru. Kolo se uchycuje mezi různé typy profilů, které zabraňují kolu v bočním pohybu. V případě zavěšení jednoho kola těsně nad zem se využívá stejných konstrukcí jako u vertikálního zavěšení.

Držáky na jízdní kola by měla poskytovat bezpečné zavěšení, aby nedošlo v průběhu zavěšení k pádu jízdního kola a jeho poškození. Do držáků by mělo být umožněno zavěšení všech dostupných jízdních kol, ať už to jsou kola horská, silniční, elektrická nebo dětská. Stejně jako stojany pro jízdní kola, tak i držáky by měly poskytnout možnost zabezpečení jízdních kol, aby nedošlo v průběhu jejich zavěšení k jejich odcizení.



Obrázek 2.2 – PARKIS ^[1]

S inovativním řešením pro zavěšení kola byl vyvinut vertikální závěsný systém PARKIS. Jedná se o mechanický systém umožňující zavěšení kola vertikálním způsobem. U tohoto způsobu není vyžadováno využití velké fyzické síly. Systém je připevněn přímo ke stěně pomocí čtyř šroubů. Konstrukce je složena z pojezdové tratě a konzoly. Najetím předního kola do konzoly dochází k zajištění předního kola, a uvolnění konzoly. Konzole napomůže při vyzvednutí předního kola do potřebné výšky. Jakmile je přední kolo fixováno do držáku, uživatel směřuje jízdní kolo pomocí lehkého posuvu za sedátko kola. Koncové polohy při zavěšení je dosaženo přilehnutím zadního kola na pojezdovou trať. Sundání jízdního kola je stejně jednoduché jako jeho zavěšení. Uživatel přitáhne jízdní kolo za sedátko směrem k sobě, a tím zahájí snižování polohy konzoly. Jakmile pojíždí konzola se zavěšeným předním kolem dorazí do koncové dolní polohy, dojde k uvolnění předního kola a zajištění konzoly v dolní poloze.

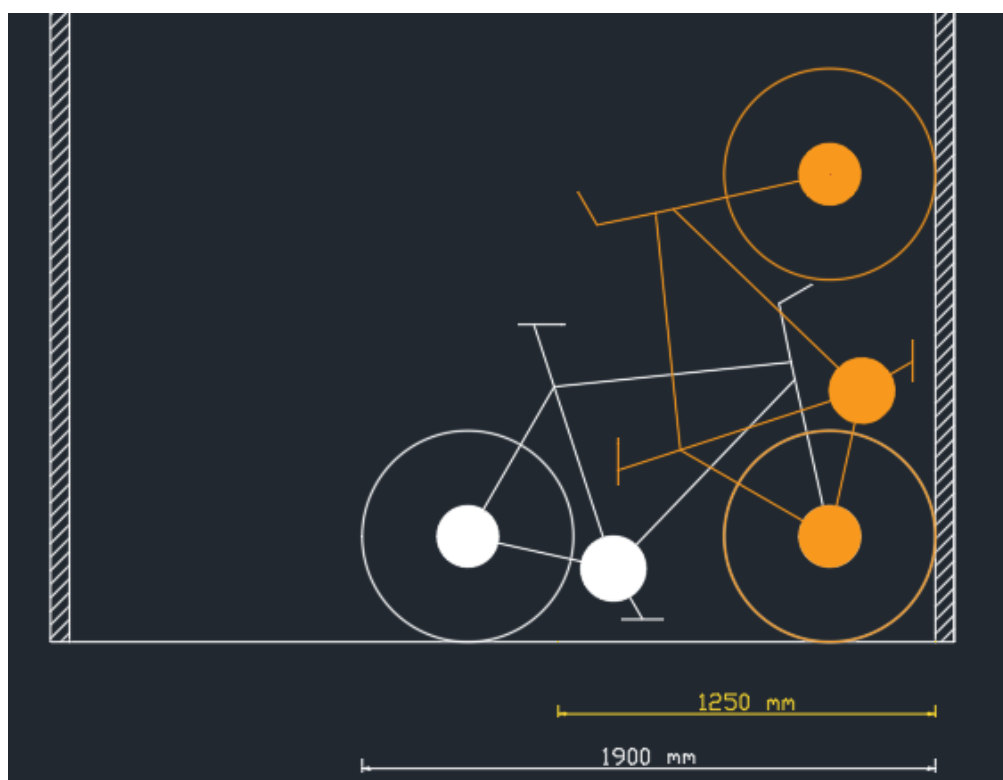


Obrázek 2.3 – Držák CLUG ^[2]

Společnost Hurdles Studios, Inc. vyvinula jeden z nejmenších držáků na světě s názvem CLUG. Držák je vyráběn z plastu využitím 3D tiskáren. CLUG je tvořen dvěma součásti – pouzdem, oficiálně nazývaným „the clipper“, a vnitřní částí, oficiálně jako „the gripper“. Pouzdro se připevňuje ke stěně pomocí dvou šroubů a tvoří tak vnější část držáku. Do vnitřní části se přichytává plášť jízdního kola. Celý držák se zkompletuje pouhým zacvaknutím vnitřní části do vnější. K zavěšení dochází pomocí zacvaknutí pláště kola do vnitřní části držáku. Kolo se uchyť pomocí sevření. CLUG je vyráběn v pěti velikostních provedení v závislosti na šířce pláště jízdního kola. Jízdní kolo lze upnout do držáku vertikálně i horizontálně v závislosti na preferencích uživatele.

3 Přeprava jízdních kol ve vlacích

Ve vlacích jsou aktuálně využívány vertikální držáky, případně držáky s umístěním kolmo ke skříni vozu. Vertikální držáky poskytují nejlepší poměr počtu uchycení jízdních kol k dostupnému prostoru. Jízdní kola zaujmou skoro celou plochu až pod strop vagónu a do prostoru vyčnívají pouze svojí výškou, takže ponechají dostatečný prostor pro procházení kolem jízdních kol. Rozdíl v zabrání prostoru ve směru uličky ve vlaku mezi vertikálním a kolmým umístěním jízdního kola je při uvažování největších rozměrů jízdních kol, jež jsou vyobrazeny na obrázku 3.1, kolem 35 %.



Obrázek 3.1 – Prostor při svislém a vertikálním přepravování kol

V České republice je přeprava kol ve vlacích povolena jen v určitých železničních vozech, ve kterých je zařízený omezený počet míst pro přepravu jízdních kol. Pro přepravu je nezbytné si zakoupit místenku pro jízdní kolo. Místa pro přepravu jsou situována v blízkosti nástupu do vlaku, aby se předešlo poškození vozu, které by mohly vzniknout vlivem vodění kola po voze. Vozy umožňující přepravu kol jsou označeny piktogramem jízdního kola přímo na dveřích vozu, případně v jejich blízkosti.

Označení železničních vozů

Všechny železniční vozy, mají své specifické označení, které se skládá z dvanáctičíselného označení a z písemného označení řady vozu. Číslování železničních vozidel bylo stanoveno vyhláškou Mezinárodní železniční unií, zkráceně UIC. Význam písmen velké abecedy u osobních je uveden v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 – Sériová písmena s mezinárodní významem pro vozy pro cestující ^[3]

Sériová písmena	Mezinárodní význam
A	Osobní vůz 1. třídy se sedadly
B	Osobní vůz 2. třídy se sedadly
AB	Osobní vůz 1. a 2. třídy se sedadly
WL	Spací vůz
WR	Jídelní vůz
R	Osobní vůz s oddílem pro jídelnu, bufet nebo bar
AS SR WG	Osobní vůz s barem a tanečními prostory
WSP	Salónní vůz typu Pullmann

Význam písmen malé abecedy, též označována jako indexová písmena, u písemného označení je uveden v tabulce 3.2. Ostatní písmena, která nejsou v tabulce uvedena, mají vnitrostátní význam určený státem.

Tabulka 3.2 – Indexová písmena s mezinárodní významem pro vozy s cestujícími ^[3]

Indexová písmena	Mezinárodní význam
b h	Osobní vůz vybavený pro převoz zdravotně postižených cestujících
c	Kupé se sklápěcími lehátky
d v	Vozidlo vybavené pro přepravu jízdních kol
ee z	Vozidlo vybavené centrálním napájecím zdrojem
f	Vozidlo vybavené kabinou strojvedoucího (motorový vůz)
p t	Osobní vůz se sedadly se střední uličkou
m	Vozidlo s délkou větší než 24,5 m
s	Střední ulička v uzavřených nákladních vozech a osobních vozech se zavazadlovým oddílem

3.1 Přeprava jízdních kol v České republice

Přehled všech aktivních vozů provozovaných na českých drahách společností České dráhy je uveden v příloze A.

Souprava CityElefant

Souprava CityElefant vyrobená společností Škoda Transportation a.s. poskytuje možnost přepravy jízdních kol ve dvou železničních vozech. Jedná se o třídílnou dvoupodlažní elektrickou soupravu určenou pro provoz na příměstských a regionálních tratích.



Obrázek 3.2 – Souprava CityElefant ^[4]

Souprava umožňuje přepravu až 12 jízdních kol, z toho 6 jízdních kol v hnacím voze řady 471 a stejného počtu v řídícím voze řady 971. Držáky jsou umístěny v prvním podlaží v místnosti se sklopnými sedadly, jež se nachází hned vedle nástupu. Nástupní plošina je od této místnosti oddělena pojezdovými skleněnými dveřmi. Samotné držáky jsou připevněny jednotlivě na stěnách vedle průchodu ve směru a proti směru jízdy. Jednotlivé držáky se skládají ze dvou částí – horní závěsné části a dolní části zamezující stranovému pohybu jízdního kola.

Horní závěsná část je svařenec, který vznikl svařením čtyř samostatných celků. První část, která tvoří základ pro připevnění horní části ke skříni vozu, je ocelový plech obdélníkového tvaru. Plech je připevněn dvěma spoji ke skříni vozu tak, aby delší strana obdélníku byla připevněna na stěnu svisle. Úkolem plechu je zamezení dotyku mezi pláštěm kola a skříni vozu. K obdélníkovému plechu jsou přivařeny další dvě části, obě vytvořené několika násobným ohnutím trubek. Profil tvořený z tenké trubky tvoří lehce vystouplý obvod

obdélníku pro zamezení pohybu zavěšeného kola do stran. Je o pár centimetrů delší než plech, ke kterému je připevněn. Nejpodstatnější část zavěšení je vytvořena ohybem trubky do tvaru pomyslného trojúhelníku. Profil vystupuje kolmo ze zdi. Na horním rameni tohoto trojúhelníku je přivařen závěsný hák pro kolo. Kolo se nasadí mezi paprsky výpletu na hák, dojde k zavěšení za ráfek kola, a plášť se opře o plech. U CityElefantu je spodní část držáku konstruována jako podlouhlý uhnutý plech na obou krajích poskytující držáku zamezující bočnímu pohybu spodního kola. Spodní kolo se při zavěšení opírá o rovnou část plechu zabraňujícího poškození skříně vozu. Plech je připevněn třemi spoji.



Obrázek 3.3 – Držáky ve vozech CityElefant ^[5]

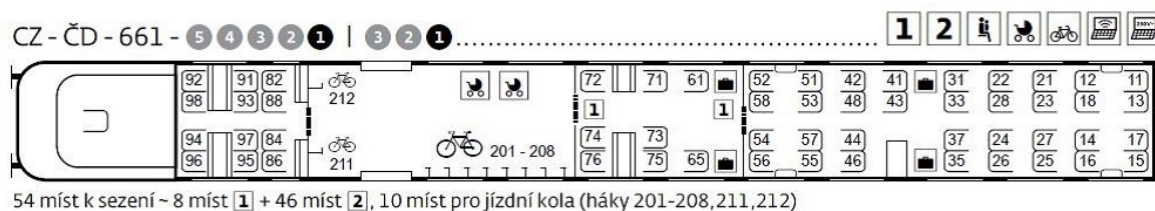
Souprava InterPanter

Další souprava umožňující přepravu jízdních kol ve vlaku v České republice je souprava InterPanter v třívozovém nebo pětivozovém provedení. Jedná se o jednopodlažní elektrickou jednotku uzpůsobenou pro meziregionální a dálkovou dopravu vyvinutou společností Škoda Transportation a.s.



Obrázek 3.4 – Souprava InterPanter ^[6]

Pro přepravu jízdních kol jsou uzpůsobeny vozy řady 064 a 661. Velkoprostorový vůz 661 poskytuje 10 přepravních míst pro jízdní kola v třívozové i pětivozové soupravě, zatímco vůz řady 064 je využíván pouze v pětivozové soupravě a poskytuje dalších 5 míst pro přepravu jízdních kol.



Obrázek 3.5 – Uspořádání vozu 661 ^[7]

V pětivozové soupravě tak lze převážet až 15 jízdních kol, zatímco v třívozové je k dispozici 10 míst pro přepravu jízdních kol. Místa pro přepravu kol jsou umístěna v nástupní části vozu společně se sklopnými sedadly.



Obrázek 3.6 – Přeprava kol ve vozech InterPanter ^[8]

Držáky jsou v těchto vozech kombinací svařované a montované konstrukce. Dochází k zavěšení kola na hák vytvořený ohnutím trubky malého průměru. Kolo se provleče hákem a stejně jako u předchozího vozu dojde k zavěšení za ráfek kola, zatímco plášť se opře o plech. Plech je ohnutý z bočních stran pro vytvoření drážky. Háček je svařen s profilem vytvořeným několikanásobným ohnutím trubky, která je svařena s plechem, jehož účelem je zabránění kontaktu kola s rámem, případně oknem, železničního vozu. Plech je připevněn

v horní a spodní části šroubovými spoji ke dvěma horizontálním plechům. Tyto plechy nesou po čtyřech držácích na jízdní kola a jsou upevněny ke skřini vozu pomocí šroubových spojů. Ve spodní části vozu jsou pro zamezení pohybu jízdního kola při jízdě vlaku vytvořené drážky pomocí ohnutých tyčí svařených na vrchní a spodní straně s podlouhlým svislým plechem, který je na obou bočních stranách zahnut. Konstrukce spodní části je stejně jako ve vrchní části připevněna šroubovými spoji ke dvěma horizontálním plechům. Jednotlivé držáky jsou umístěny vedle sebe v různých výškách, aby bylo možné umístění jízdních kol blíže vedle sebe a došlo tak k maximálnímu využití dostupného prostoru.

Pendolino

Možnost přepravy jízdních kol v omezené míře 3 kusů lze v soupravě zvané Pendolino. Přepravu jízdních kol lze konkrétně provádět ve voze řady 084.



Obrázek 3.7 – Uspořádání vozu 084 ^[9]

Místo pro jízdní kola je vytyčeno blízko vstupu do vlaku, jak je znázorněno na schématu obrázku 3.7. Nejedná se o nízkopodlažní vůz, proto je nezbytné vynést jízdní kolo do několika schodů. Jedná se o poměrně malý prostor poskytující držáky pro maximálně tři jízdní kola. Systém držáků jízdních kol je zabezpečen kombinací háčků a nosičů na kolo využívajících se především při přepravě jízdních kol na automobilech. Háčky jsou připevněny ke stropu, a jsou tvořeny ohnutou tyčí malého průměru. Ochranu proti podření ráfku jízdního kola poskytují nasazené kousky plastových trubic na ocelové háčky. Na stěně jsou pod háčky připevněny ve vertikálním směru nosiče poskytující drážku pro kola. Ráfek kola se zavěsí za háček a kola se opřou pláští do drážky nosiče. Pro zamezení pohybu za jízdy má nosič rameno. Rameno lze připevnit pomocí svěrného spojení na dolní tyč rámu jízdního kola.



Obrázek 3.8 – Přeprava jízdních kol v Pendolinu ^[10]

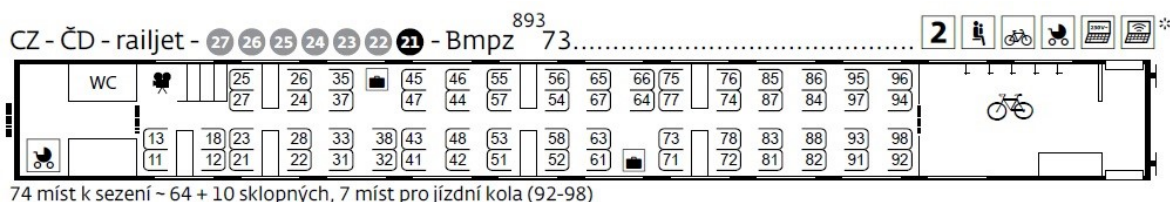
Souprava railjet

Mezi vlaky poskytující možnost přepravu jízdních kol patří modrá souprava s obchodním označením railjet ČD. Jedná se o soupravu skládající se ze 7 vozů, jež jsou taženy rakouskou lokomotivou ÖBB Taurus. Modrá souprava railjetu je provozovaná na trati Praha – Vídeň – Graz a poskytuje celkem 442 míst k sezení včetně 2 míst pro tělesně handicapované lidi.



Obrázek 3.9 – Modrá souprava railjet ^[11]

Soupravy byly vyrobeny v Rakousku společností Siemens. Kromě modrých souprav railjetu ČD jsou na českých drahách provozovány také červené soupravy railjet ÖBB, jejichž držitelem jsou rakouské dráhy – Österreichische Bundesbahnen (ÖBB).



Obrázek 3.10 – Uspořádání vozu Bmpz⁸⁹³ [12]

Možnost přepravy jízdních kol poskytuje osobní vůz řady Bmpz⁸⁹³. Železniční vůz poskytuje možnost přepravy pro 7 jízdních kol. Místo, kde lze kola přepravovat je na schématu vozu zaznačeno symbolem jízdního kola.



Obrázek 3.11 – Držáky v railjetu [13]

Držáky na jízdní kola jsou zde řešeny pomocí svařované konstrukce. Háček je přivařen na speciálně tvarovaném ocelovém profilu. Tento profil zabráňuje jízdnímu kolu v pohybu ve směru nebo v proti směru jízdy. Proti pohybu v opačném směru je navařen stejný ocelový profil, který je již bez háčku a je otočen o 180°. Oba ocelové profily jsou svařeny s dvěma horizontálními ocelovými tyčemi, které jsou připevněny ke skříni vozu. Spodní kolo je opatřeno proti pohybu umístěním do drážky, která se nachází na spodní straně sedáku sklopného sedadla. V případě, že na místech není převáženo jízdní kolo, lze tak místa využít i pro přepravu osob.

Souprava RegioPanter

Přepravu jízdních kol také poskytují soupravy RegioPanter. Soupravy jsou určeny pro regionální dopravu. Poskytují možnost přepravy až deseti jízdních kol, z čehož čtyři

jízdní kola lze přepravovat ve voze řady 651 a dvě kola ve voze řady 650, nebo v případě třívozové soupravy lze ve vozech 442 (642) a 441 (641) převážet po čtyřech kolech a ve voze 440 (640) lze převážet jízdní kola dvě.



Obrázek 3.12 – RegioPanter ^[14]

Ve vozech RegioPanter se místo pro jízdní kola nachází přímo za dveřmi nástupního prostoru. Držák se nachází na zkosené hraně skříně vozu ihned za dveřmi. Držák je konstruován v podobě háku vycházejícího ze sníženého stropu, jenž se nachází za dveřmi vozu. Jízdní kolo se opře do drážky, která je konstruována přímo ve zkosené části skříně vozu.



Obrázek 3.13 – Držák v soupravách RegioPanter ^[15]

Souprava RegioShark

Motorová jednotka řady 844, kterou provozují České dráhy pod obchodním názvem RegioShark poskytuje možnost přepravy pěti jízdních kol. Možnost přepravy je zde uzpůsobena pomocí pěti háků na jízdní kola situovaných ve druhé třídě v blízkosti WC.



Obrázek 3.14 – RegioShark ^[16]

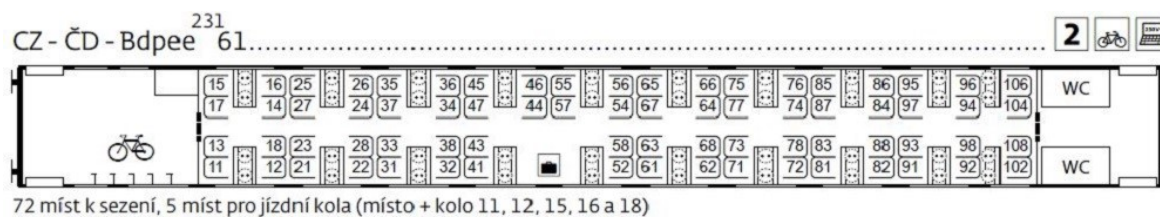
Ve vozech jsou připraveny čtyři háky vedle sebe na jedné straně vozu a na protější straně je k dispozici jeden hák. Držáky jsou oproti jiným vozům konstruovány pod úhlem, což poskytuje více prostoru za zavěšenými jízdními koly. Hlavní část držáku je vytvořena z jedné několikanásobně ohnuté trubky. Jedna část ohnuté trubky představuje hák, za který se kolo zavěšuje. O další část tyče, která se nachází pod hákem, a která je ohnuta do písmene „U“, se opírá plášť kola při zavěšení. Pro docílení natočení zavěšení je tyč na části svislé plochy svařena s další ohnutou tyčí ve tvaru „U“, jež je taktéž svarovým spojem spojena s tyčí táhnoucí se podél skříně. Spodní části jsou konstruovány na sklápěcích sedadlech z tyčí ohnutých do opačného tvaru „C“. Konce tyče jsou připevněny ke spodní části sedadla tak, aby bylo možné s tyčí otáčet. Při zavěšení jízdního kola za hák se poté spodní kolo přitiskne otočením tyče k sedadlu a dojde k zamezení pohybu kola při jízdě vozu.



Obrázek 3.15 – Zavěšení jízdních kol v soupravě RegioShark ^[17]

Osobní vůz Bdpee²³¹

V osobních vozech řady Bdpee²³¹ se můžeme setkat s další konstrukční variantou držáků pro přepravu jízdních kol. Ve vozech je u nástupu poskytnuto pět držáků pro jízdní kola.



Obrázek 3.16 – Uspořádání vozu Bdpee²³¹ [18]

Závěsné zařízení je tvořeno plechem. Plech je ve dvou částech ohnut. Na největší ohnuté části, která svým tvarem připomíná trojúhelník, je přivařena malá část ohnuté tyče. Tato část slouží jako hák pro zavěšení za ráfek kola. Háček je na povrchu opatřen proti poškození gumovým materiálem. Při zavěšení je další část plechu využívána pro opření pláště kola a poslední jeho část zabraňuje v bočním pohybu ve směru od trojúhelníkové části. Spodní část míst pro přepravu kol je vybavena drážkami pro kolo, aby došlo k zamezení pohybu jízdního kola za jízdy.



Obrázek 3.17 – Konstrukční provedení u vozu Bdpee²³¹ [19]

S dalším typem zavěšení je možno se setkat v osobních vozech Bbdgmee²³⁶, kde je k dispozici 12 háků pro zavěšení jízdních kol. Jednotlivé uspořádání je znázorněno na schématu vozu na obrázku 3.18.



V přepravním prostoru je poskytnuto šest držáků na jízdní kola včetně dvou nástupních plošin určených pro přepravu osob se sníženou pohyblivostí. Jedná se o systém zavěšení jízdních kol využívající kombinaci rámu, na kterém je přivařeno šest háků o různých délkách a plechu, na němž je v dolní části pomocí ohnutých tyčí vytvořená drážka pro kolo. Část rámu s držáky je vzdálena od stěny. Rámová konstrukce je upevněna na dvou místech do podlahy vozu a na čtyřech místech do stěny vozu. Konce háků jsou opatřeny gumou/plastem pro zamezení poškození ráfku kola. Plech poskytující drážku na kolo je připevněn ke stěně vlaku. Princip zavěšení je stejný jako u ostatních typů držáků s hákem.



Obrázek 3.19 – Rámová konstrukce [21]

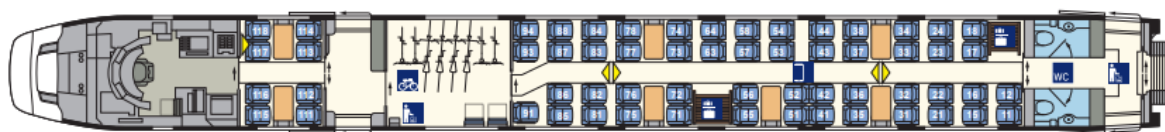
3.2 Přeprava kol v Evropě

Německo

Hlavním provozovatelem železniční dopravy v Německu je dopravce Deutsche Bahn. Používané vozy nabízejí možnost přepravy jízdního kola ve směru kolmém ke skříni vozu nebo zavěšená v závislosti na dostupném prostoru. Symbol jízdního kola na vstupech ukazuje, kde lze jízdní kolo umístit. Lze převážet jízdní kola o délce až 2 metry do celkové hmotnosti 40 kg, včetně elektrokol. Převážní podmínky, kapacita, a cena přepravy jízdních kol jsou rozdílné v závislosti na jednotlivých spolkových zemích.

- **ICE 4**

Ve vlakové soupravě čtvrté generace ICE 4, která se dostala do provozu koncem roku 2016, je k dispozici místo pro přepravu až 8 jízdních kol. Místo pro jízdní kola se nachází ve vozech 2. třídy s označením Bpmdzf 5812.0.



Obrázek 3.20 – Uspořádání vozu Bpmdzf 5812.0 ^[32]

Ve vyznačeném prostoru jsou umístěny kromě držáků dvě místa se sklopnými sedadly. K přepravě jízdních kol jsou k dispozici 4 držáky pro zavěšení a 4 držáky pro stojící kola. Konstrukce a princip zavěšení je velice podobný jako v České republice. V případě svislých držáků dochází k zavěšení předního kola za hák. Háček je svařen s profilem, jenž vznikl několikanásobným ohnutím trubky. Celý horní profil je tvořen jedinou ohnutou tyčí. Její ohnutí zároveň vytváří drážku pro zavěšené kolo a také jednostranné boční zamezení pohybu. Ohnutá tyč je svařena s dvěma podélnými profily obdélníkového průřezu umístěných rovnoběžně nad sebou. Obdélníkové profily jsou vodorovně připevněny ke stěně vozu v podélném směru. Spodní část pro opření zadního jízdního kola je tvořena z kruhových tyčí tvarovaných do obdélníku. Jsou umístěny vedle sebe a zabraňují v pohybu jízdního kola do stran. Držáky pro stojící jízdní kola využívají horní část držáku pro svislé zavěšení s rozdílem, že jsou umístěny jen pár centimetrů nad zemí. Přední kolo je poté

zavěšeno jen těsně nad podlahou vlaku a zadní kolo je umístěno do prostoru. Nevýhodou tohoto umístění jízdního kola je, že dojde k zabrání velkého prostoru ve voze.



Obrázek 3.21 – Přeprava jízdních kol ve voze Bpmdzf 5812.0 ^[33]

V ostatních vlakových soupravách společnosti Deutsche Bahn se můžeme setkat s identickým nebo podobným konstrukčním řešením držáků pro přepravu kol, ať už svislých či s umístěním kolmo ke skříni vozu. Samotná konstrukce je obdobná konstrukčním řešením využívajících se na českých tratích, avšak je zde využíváno mnohem více vozů, které slouží především pro přepravu kol.

Finsko

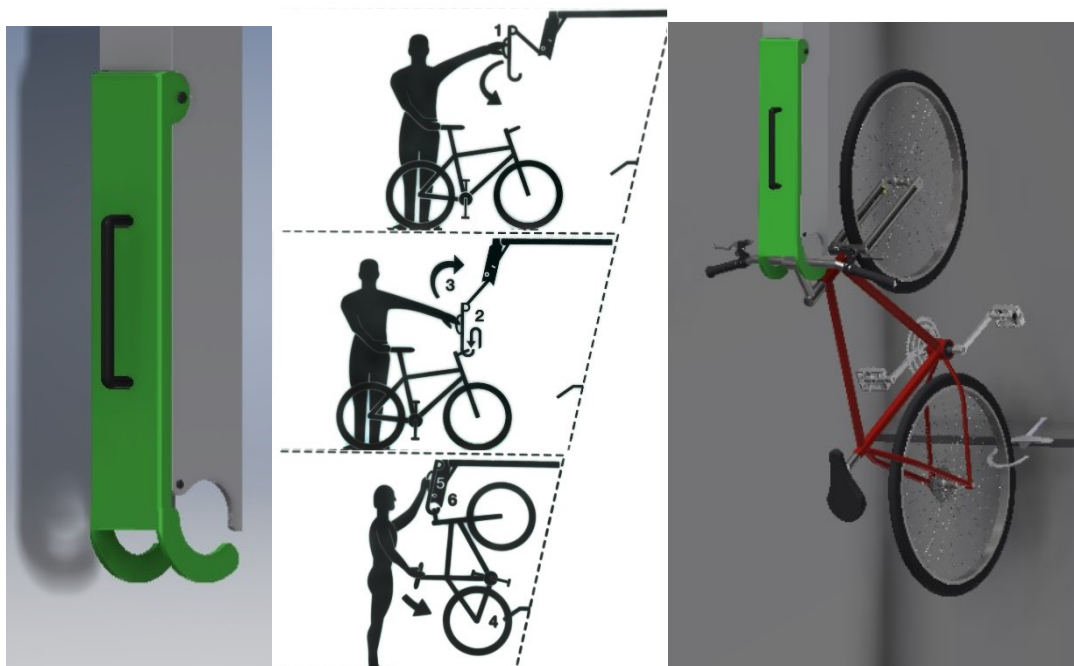
Hlavní železniční dopravce provozující železniční dopravu ve Finsku je obchodní společnost VR Group (VR-Yhtymä). Finský dopravce poskytuje možnost přepravy jízdních kol v deseti různých železničních vozech. Maximální kapacita jednoho železničního vozu se pohybuje kolem tří míst pro kola.

Ve vlacích InterCity se můžeme setkat s naprosto odlišným řešením závěsného systému pro přepravu jízdních kol, než se lze setkat ve vlacích provozovaných v České republice nebo Německu. Místo pro jízdní kola je umístěno v 1. podlaží vlaku, jak je znázorněno v uspořádání vozu Eds.



Obrázek 3.22 – Uspořádání vozu Eds ^[34]

U systému využívaného ve finských vozech InterCity si lze na první pohled všimnout výrazné změny v zavěšení jízdního kola. Jízdní kolo se zavěší za řídítka. Přitáhnutím madla umístěném na konzole držáku dojde k vyklopení ruky. Ruka je pomocí čepu spojená s pevnou konzolou. V polovině ruky se nachází další čep umožňující rotaci koncové části. Na koncové části se nachází tvarované háky. Tvarované háky se umístí pod řídítka kola a sunutím madla zpátky do konzoly dojde k vyzvednutí předního kola. Vracením madla do základní polohy dojde k uzavření řídítek mezi háky a konzolou. Zadní kolo se přichytí ke stěně pomocí háku. Kolo lze během jízdy uzamknout.



Obrázek 3.23 – Model a princip zavěšení ve Finsku

4 Návrhy řešení

Pro potřeby bakalářské práce jsem si připravil 3 principy řešení, které je možno použít v železničních vozech pro zavěšení jízdnic kol. Některé varianty taktéž obsahují více typů řešení. V následující části bakalářské práce jsou tato řešení postupně představena.

Varianta A

První uvedená varianta vychází ze standartních řešení, která se vyskytují ve většině železničních vozů po celém světě. Principem téhle varianty je přišroubování nebo svaření konzoly různých tvarů se skříní železničního vozu, případně propojení konzoly s dalším prvkem. Tento prvek je následně spojen se skříní vozu. S konzolou je svařen hák různých tvarů, na který dochází k zavěšení jízdnicí kola pomocí jeho provlečení skrz výplet ráfku.

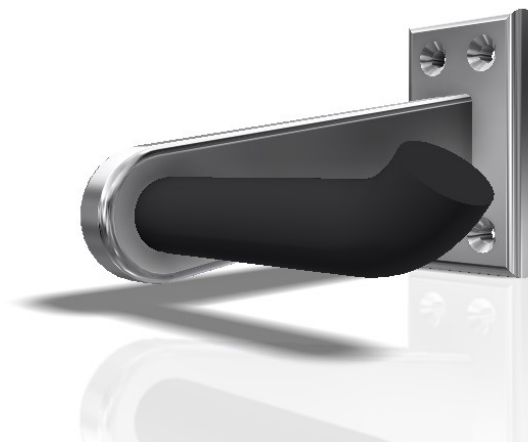
Výhody:

- cena,
- jednoduchost,
- snadná montáž i výroba.

Nevýhody:

- obtížnost zavěšení pro nepřilíš fyzicky zdatné osoby.

Mnou navržená verze standartního typu je konzola skládající se z ocelové tyče, jež je svařena s ramenem obdélníkového tvaru. Rameno je na volném konci tvarováno tak, aby se maximálně zvýšila bezpečnost, a bylo tak v co největší míře zabráněno případným zraněním. Na druhém konci je rameno svařeno se základovou deskou, ve které jsou vyvrtány čtyři díry pro připojení k železničnímu vozu. Volný konec tyče je ohnut tak, aby v průběhu jízdy bylo zamezeno vypadnutí jízdnicí kola z držáku. Na tyčové části je poté nasazena gumová ochrana, jejíž cílem je chránit držák i ráfek jízdnicí kola před poškozením.



Obrázek 4.1 – Standartní verze držáku

Držák je tvarován tak, aby jej bylo možné připevnit kdekoliv v železničním voze. Uchycení se nejčastěji provádí šroubovými spoji do C-drážek.

Varianta B

S další variantou se v železničních vozech po celém světě moc často nesetkáme. Jedná se o řešení, které poskytuje možnost při aktuálním nevyužívání držáků samotné držáky sklopit tak, aby nevyčnívaly do prostoru železničního vozu, nebo aby byl zabíraný prostor při jejich nevyužití minimální.

Výhody:

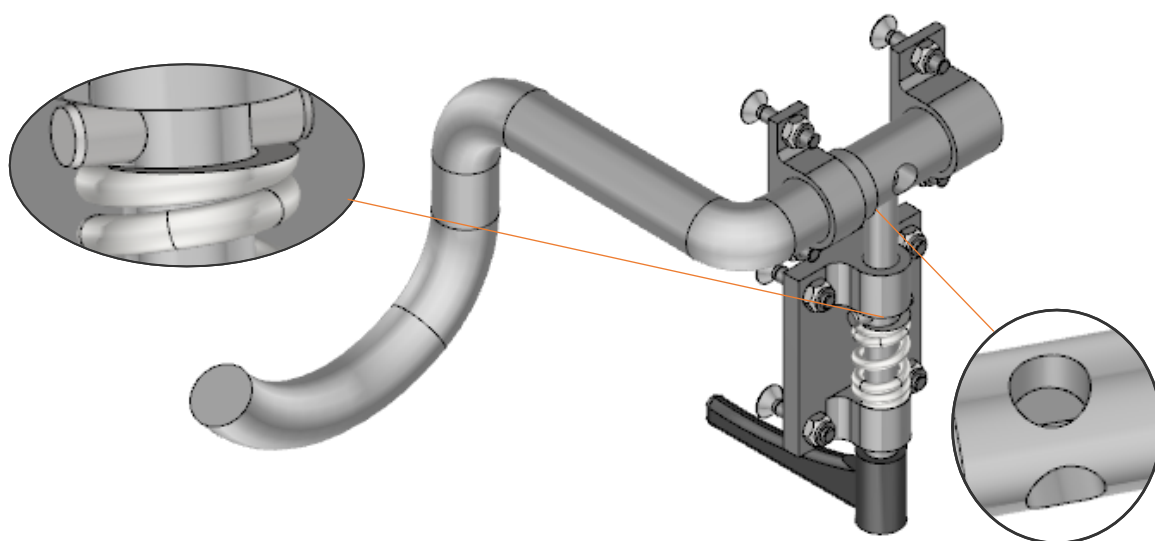
- zvětšení prostoru při nevyužití držáků,
- nehrozí nebezpečí zranění.

Nevýhody:

- vyšší cena,
- větší počet dílů,
- pro manipulaci s držákem jsou potřebné obě ruce – cestující musí své jízdni kolo nejdříve opřít,
- obtížnost zavěšení pro nepříliš fyzicky zdatné osoby.

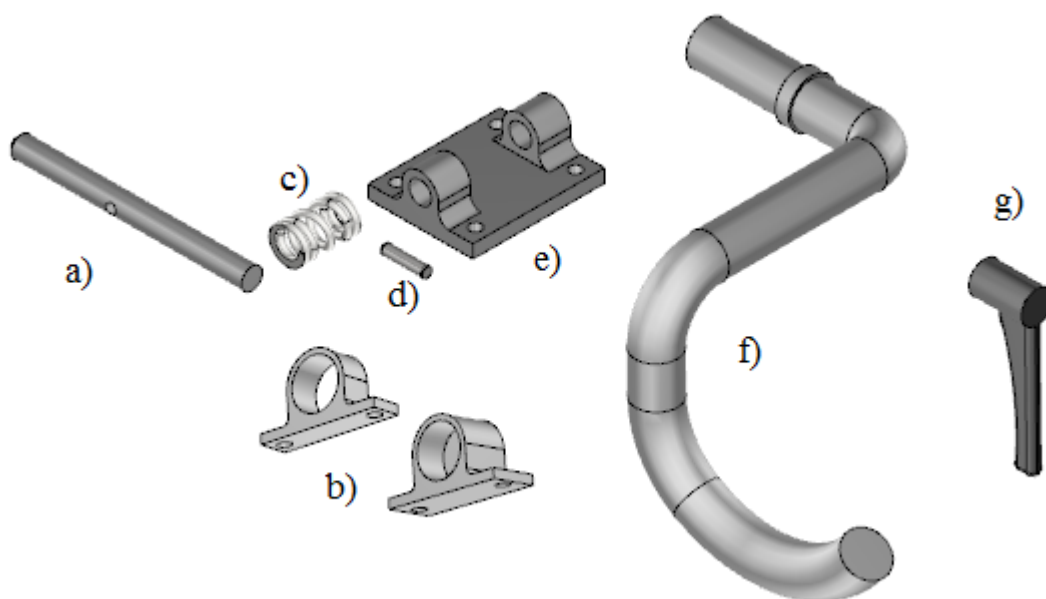
a) Verze I.

První verze otočného provedení je tvořena tyčí kruhového průřezu. Tyč je několikanásobně ohnuta do tvaru tak, aby představovala hák. Na tento hák je možno zavěsit jízdní kolo za jeho ráfek. V příslušné části tyče, která se pomocí dvou upínek zajistí v radiálním i axiálním směru, jsou vyvrtány dvě díry. Tyto díry jsou od sebe posunuty o 45°. Díry představují dvě polohy, ve kterých je možno držák používat.



Obrázek 4.2 – Sklopný držák, verze I.

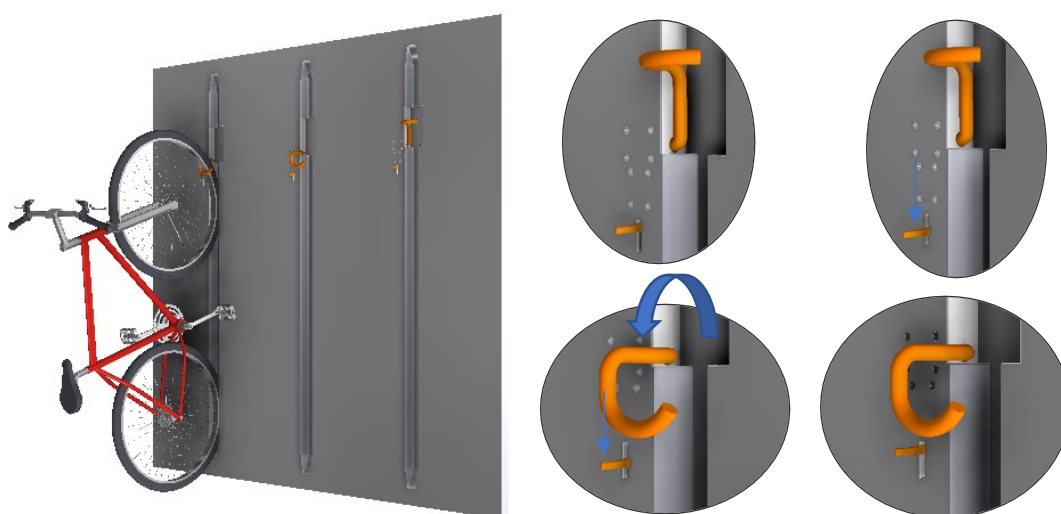
Pro fixování držáku v těchto polohách slouží zářezkový mechanismus, jehož základnu lze pevně připevnit pomocí čtyř šroubů. Základna je navržena tak, aby se v ní mohla pohybovat kruhová tyč pouze v axiálním směru. Tyč musí být takového průměru, aby jí bylo možné vložit do vyvrtaných děr v držáku. Další komponentou zářezkového mechanismu je pružina, díky které je tyč neustále tlačena do vyvrtané díry. Pružina rovněž představuje odpor, který je potřeba překonat pro uvolnění držáku. Pružina je uložena na tyči, z jedné strany opřena o základnu, a na druhém konci tlačí do kolíku, jenž je umístěn v tyči. Na konci tyče je nalisována páčka, jejíž potáhnutím směrem dolů může uživatel držák uvolnit a posléze otočit.



(a – tyč, b – upínky, c – pružina, d – kolík, e – základna, f – hák, g – páčka)

Obrázek 4.3 – Jednotlivé díly sestavy sklopného držáku

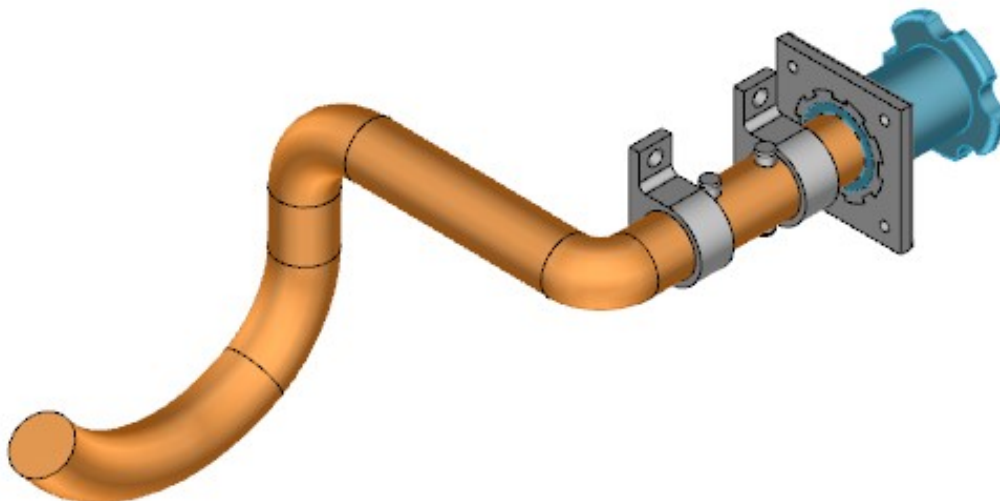
Na následujících obrázcích je vyobrazeno, jak by bylo možné sklopný držák pro zavěšení jízdních kol zaimplementovat do železničních vozů. Držák je vyobrazen v obou polohách – v otevřené, ve které je možno na něho zavěsit jízdní kolo, a v uzavřené, ve které držák zabírá v železničním voze méně prostoru.



Obrázek 4.4 – Implementace sklopného držáku

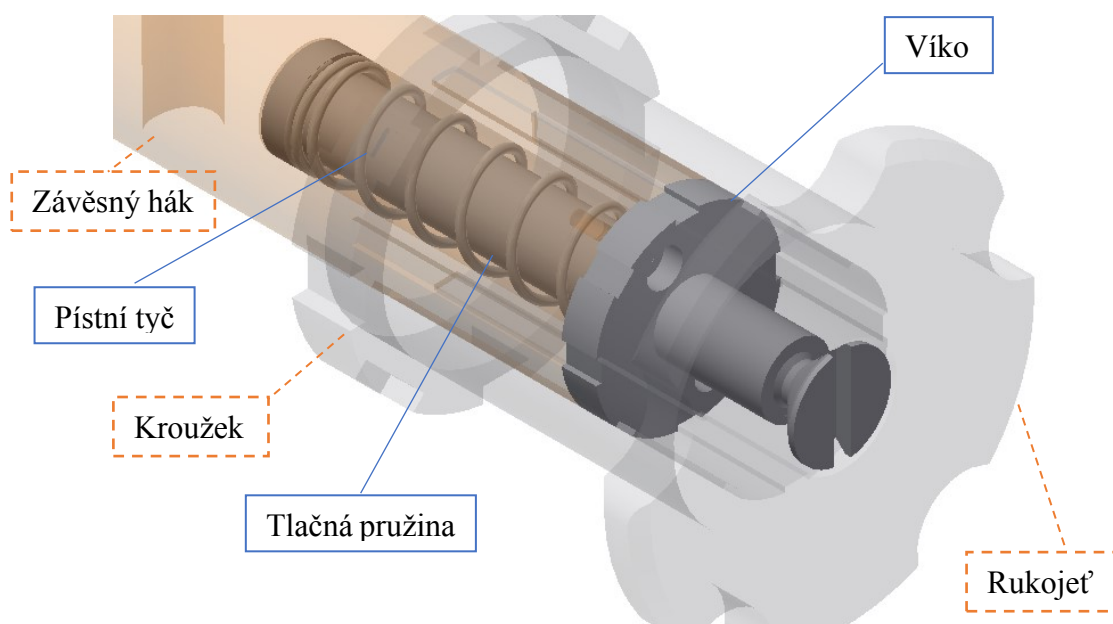
b) Verze II.

Druhá verze sklopného držáku vychází z háku, jenž je tvořen stejně ohnutou kruhovou tyčí jako tomu bylo u první verze. Rozdílu si můžeme všimnout na rovné části tyče. Tato část se pomocí dvou upínek zafixuje v radiálním směru, a s využitím dvou kolíků se zafixuje v axiálním směru. Na konci této části tyče je provedeno vnější drážkování, a v axiálním směru také vyvrtaná díra.



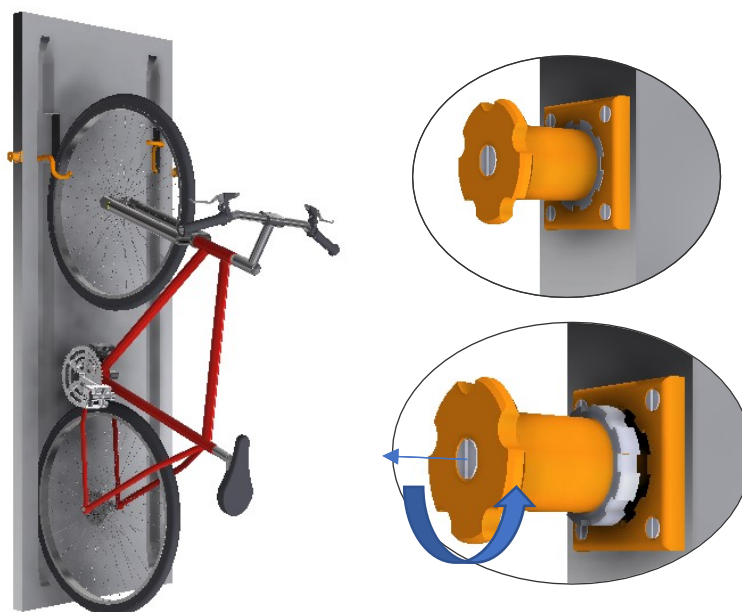
Obrázek 4.5 – Sklopný držák, verze II.

Ve vyvrtané díře je umístěna pístní tyč s okrajem, na kterém je uložena tlačná pružina. Konec tyče je uzavřen víkem. Víko zamezuje průchodu pružiny, ale zároveň umožňuje pohyb pístní tyče. Pístní tyč je spojena šroubovým spojem s rukojetí, která je zároveň uložena pomocí tvarové vazby na konci tyče háku pro zavěšení jízdního kola. Na okraji rukojeti je nalisován kroužek s vnějším drážkováním. Uvedený kroužek zapadá do protikusu, jenž je pomocí čtyř šroubů spojen se skříní železničního vozu.



Obrázek 4.6 – Detail uspořádání

Pro změnu polohy držáku musí uživatel zatáhnout za rukojeť, čímž vysune drážkovaný kroužek z protikusu aretujícího držák v dané poloze. Aby nedocházelo k samovolnému uvolnění musí uživatel překonat odpor pružiny, který je vyvolán jejím stlačováním. Jakmile uživatel překoná vzdálenost aretačního kroužku, může otočením rukojeti uvést držák do požadované polohy. Povoláním rukojeti přitáhne pružina rukojeť s kroužkem zpátky do aretační polohy. Držák je možno sklopit do více poloh v závislosti na drážkování provedeném na kroužku a jeho protikusu.



Obrázek 4.7 – Návrh pro řešení v železničních vozech

Tuto verzi doprovází další nevýhody, jež nejsou uvedeny v celkovém přehledu této varianty. Vzhledem k umístění ve vrchní části může dojít k problému využití otáčení držáků u osob s malým výškovým vzrůstem. Další podstatnou nevýhodou je, že rukojeť pro otáčení je vyvedena z boku, oproti jízdnímu kolu v úhlu o 90°. To má za následek, že lze umístit vedle sebe držáky v maximálním počtu dvou kusů, a to při zrcadlovém provedení, jak vyobrazeno na obrázku 4.7. V případě umístění více držáků v železničním voze je potřeba mezi nimi vynechat mezeru potřebnou pro manipulaci s rukojetí.

Varianta C

U poslední varianty jsem se zaměřil na problém cestujících, kteří nedisponují takovou fyzickou silou, aby byli schopni jízdní kolo zavěsit do takové výšky a zároveň byla snaha řešení navrhnout tak, aby řešení nepotřebovala přídavného pohonu, při jehož použití by vznikly až příliš velké náklady. Z těchto důvodů jsem navrhl řešení, u kterého lze držák posouvat ve vertikálním směru. V případě, že by to umožňoval prostor železničního vozu, šla by jízdní kola převážet, při přesunutí držáku do dolní krajní polohy, v „pracovní pozici“ – tj. postavena kolmo ke stěně při fixaci předního kola v držáku.

Výhody:

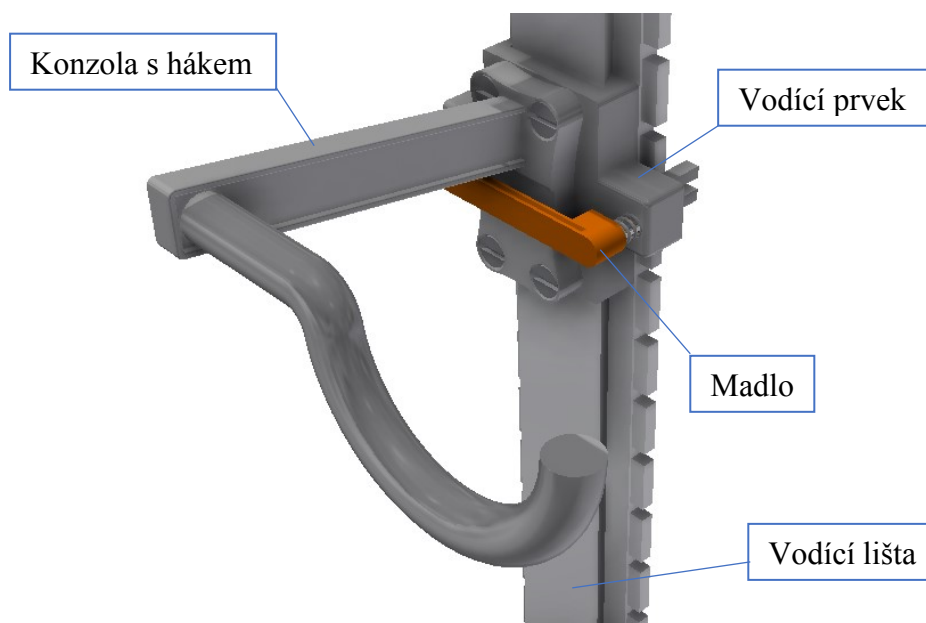
- jízdní kolo nemusí být zvedáno (pokud to umožňuje prostor železničního vozu),
- nastavitelnost dle velikosti jízdního kola.

Nevýhody:

- vyšší cena,
- velký počet dílů,
- potřeba většího prostoru,
- pro manipulaci s držákem jsou potřebné obě ruce – cestující musí své jízdní kolo nejdříve opřít.

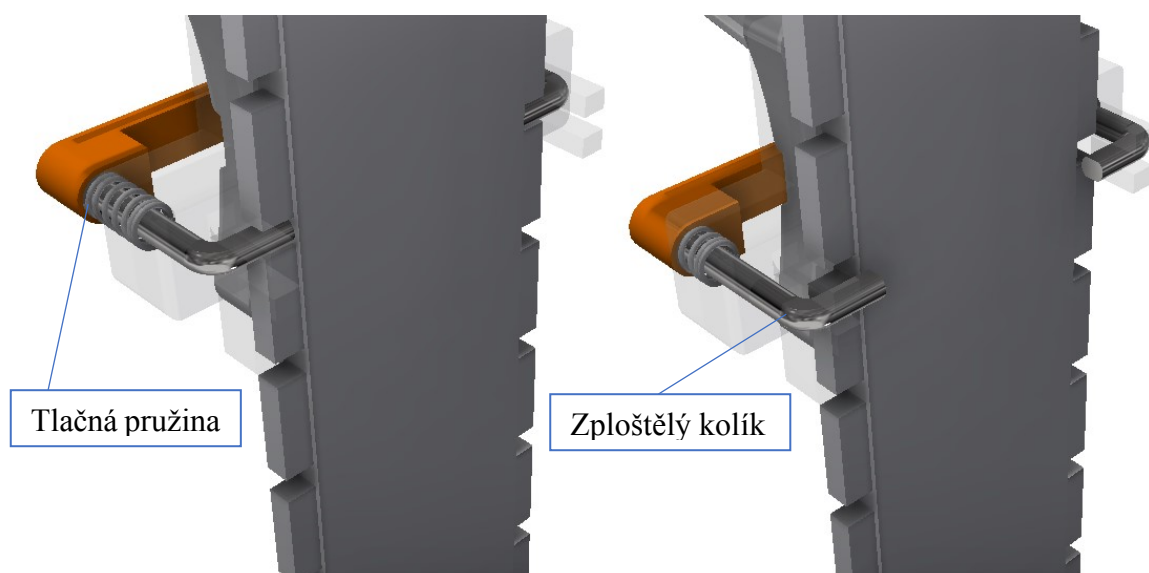
a) Verze I.

První verzi posuvné varianty jsem taktéž navrhl se zavěšením jízdního kola za závěsnou tyč (hák), která je tvořena ohnutou tyčí kruhového průřezu. Závěsná tyč je připojena ke konzole pomocí šroubového nebo svarového spoje. Samotná konzola je spojena s vodícím prvkem šroubovými spoji. Vodící prvek se pohybuje pomocí tvarové vazby po vodící liště. Vodící lišta je pevně spojena se skříní vozu, ve vertikálním směru.



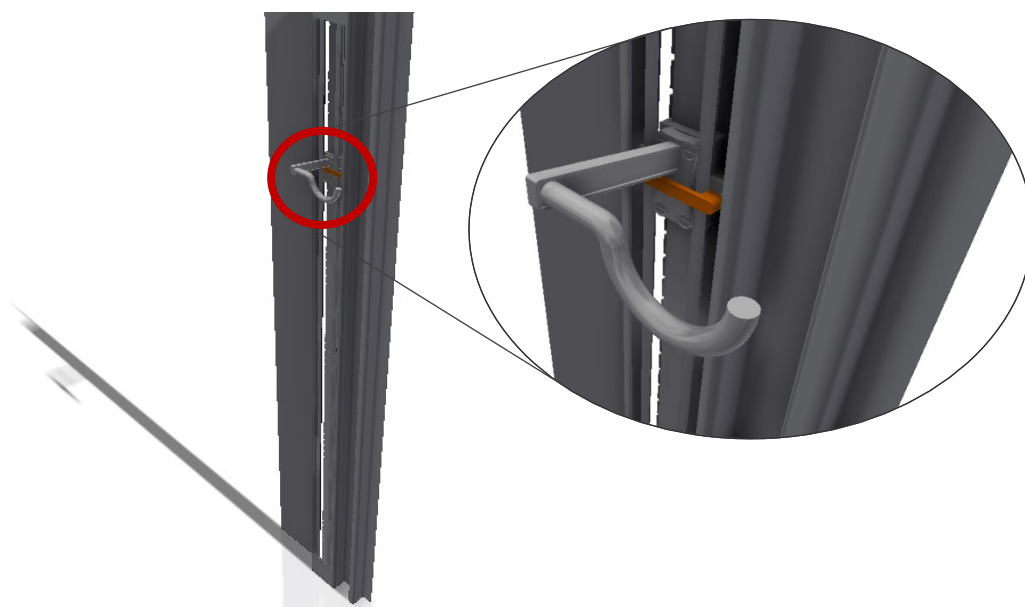
Obrázek 4.8 – Posuvné řešení, první verze

Pro fixování polohy držáku slouží kolíky na obou stranách vodícího prvku. Kolíky jsou ohnuty do pravého úhlu. V části, ve které se zachycují do zubů vodící lišty, jsou zploštělé. Kolíky jsou umístěny ve vodícím prvku tak, že je zamezeno jejich otáčení. Na nich je nasazena pružina, která z jedné strany doléhá na vodící prvek a z druhé strany na madlo. Madlo je pevně spojeno s kolíky. Pro uvolnění fixované polohy uživatel zatlačí na madlo, kolíky se vysunou ze zubových mezer a uživatel může posunout držák ve vertikálním směru. Po uvolnění madla se pomocí pružiny držák opět zafixuje. Princip zachycení a uvolnění lze vidět na obrázku 4.9.



Obrázek 4.9 – Princip fixace (vlevo) a uvolnění (vpravo)

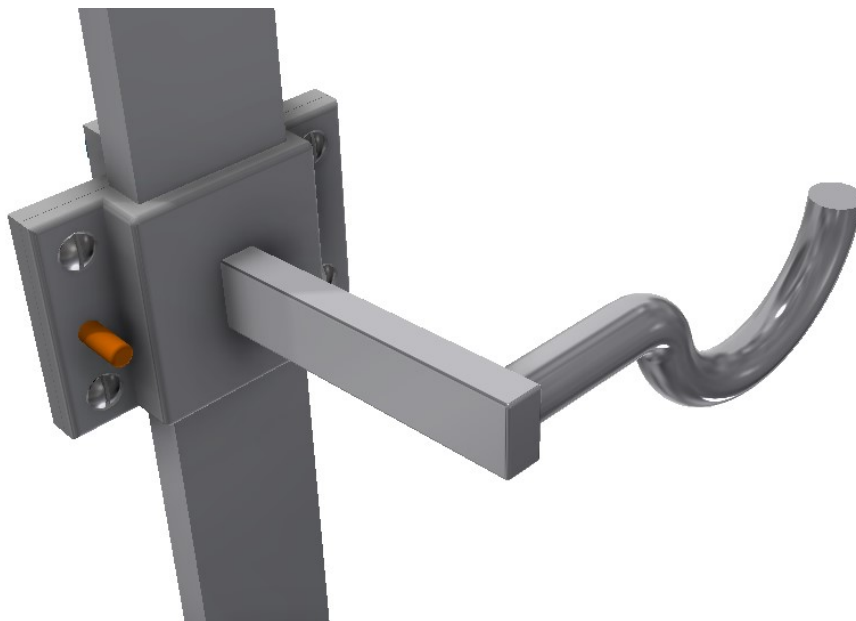
U téhle varianty se můžeme setkat s řadou nevýhod. Jako první nevýhodu bych zmínil, že vzhledem k pojízdné části a vysouvajícím kolíkům, musí být vodící lišta od skříně železničního vozu vzdálená natolik, aby byla zachována funkčnost držáku. S dalším problémem se můžeme setkat při zakrytování vodících prvků. Vzhledem k řešení zde vzniká spousta otvorů potřebných pro pohyb držáku, a při neopatrnosti může dojít ke zranění uživatele.



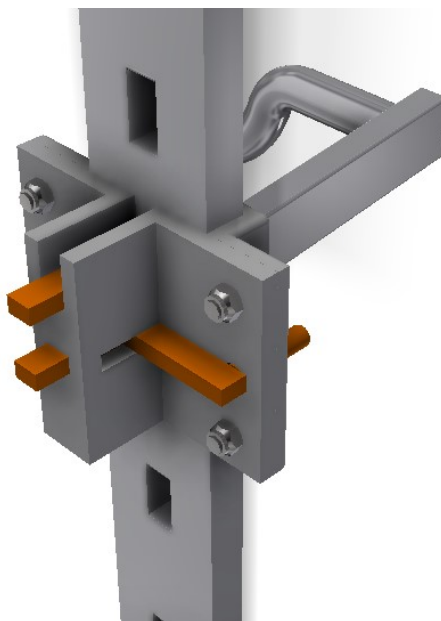
Obrázek 4.10 – Příklad zavedení držáku

b) Verze II.

Druhá verze má hodně podobných znaků, a na první pohled se s první verzí velmi podobá. I zde dochází k zavěšení za hák vytvořený ohnutím kruhové tyče, který je svařen s ramenem. Rameno je přímo svařeno s posuvnou částí držáku. Posuvná část je tvořena ze dvou dílů. Mezi jednotlivými díly je umístěna vodící lišta, která má z jedné strany vytvořené obdélníkové otvory. Otvory slouží k fixaci polohy držáku. Posuvné části držáku se pohybují po vodící liště, a jsou k sobě spojeny pomocí čtyř šroubových spojů.

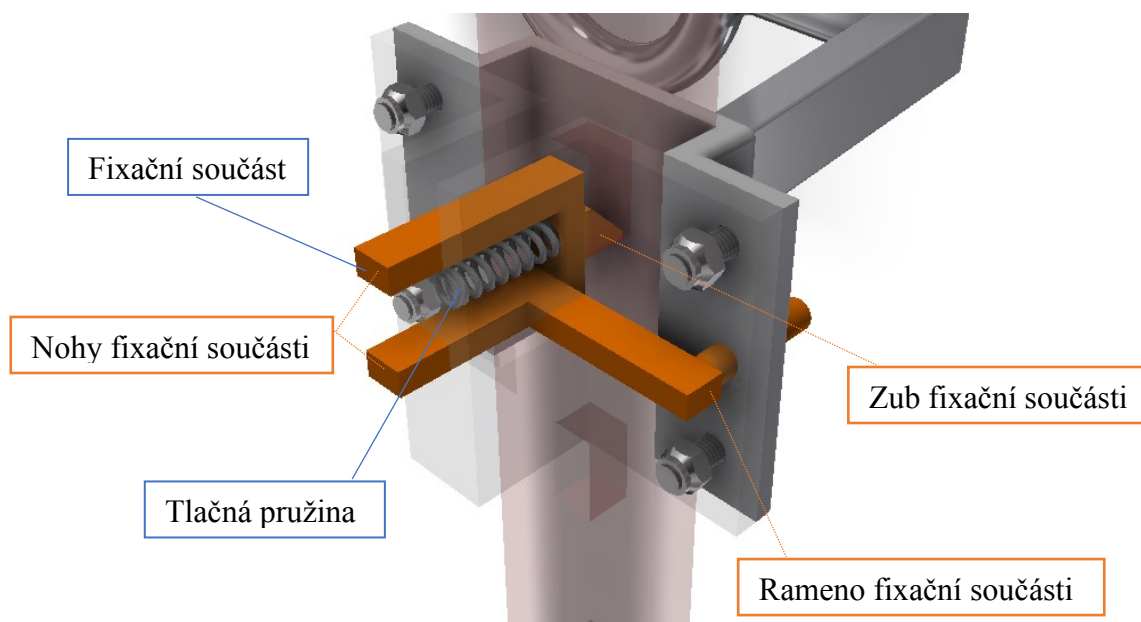


Obrázek 4.11 – Posuvný držák, verze druhá



Obrázek 4.12 – Zadní strana posuvného držáku

Zadní strana pojezdové části je uzpůsobena tak, aby se v ní mohla pohybovat součást, která má za úkol udržet držák ve stanovené pozici. V přední části fixační součásti se nachází zub, který se zachytává v obdélníkových otvorech vytvořených ve vodící liště. Dvě „nohy“ procházející zadní částí pojezdu omezují pohyb fixační součásti na pohyb v jednom směru. Uprostřed nich se nachází tlačná pružina, u jejíž výchozího stavu je zub fixační části umístěn v obdélníkovém otvoru. Na boku fixační části se nachází rameno, na kterém je umístěno tlačítko, při jehož zatlačení dojde k uvolnění posuvné části držáku a uživatel je schopen držák přesunout do zvolené pozice. Zub fixační součásti je zkosen tak, že při zaoblení vrchní hrany obdélníkových děr je uživatel schopen posunout držák směrem vzhůru bez použití tlačítka.



Obrázek 4.13 – Detail zhotovení

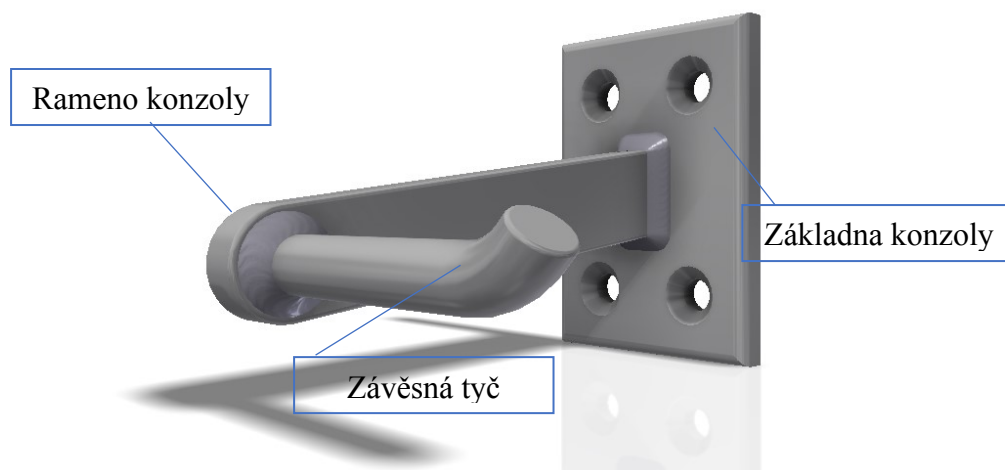
Oproti první variantě může dojít k lepšímu zakrytování posuvného zařízení. Vzhledem k tomu, že je potřebné nechat prostor pouze pro tlačítko a rameno háku, dojde ke zvýšení bezpečnosti při manipulaci. Stále je ovšem potřebná poměrně velká vzdálenost od skříně vozu pro zachování možnosti pohybu zadní strany. Uchycení ke skříně vozu se může uskutečnit pouze na vrchní a dolní části vodící lišty.



Obrázek 4.14 – Zakrytování posuvné verze

5 Řešení zvoleného návrhu

K řešení jsem zvolil variantu návrhu A, která byla již lehce představena v předchozí kapitole. Standartní typ držáku byl zvolen především díky své jednoduchosti a variabilitě použití. U ostatních variant se oproti vybranému návrhu ukázalo mnoho nevýhod. Tyto nevýhody by místo zkvalitnění přepravy mohly mít přesně opačný účinek. U některých variant by bylo vhodnější jejich využití ve služebních vozech či oddělených oddílech, kde se přepravuje více kol na jednu. Podle mnou provedeného menšího průzkumu (cca 100 lidí) na cyklistických fórech, kde je možno se setkat s mnoho lidmi, kteří přepravu jízdních kol ve vlaku využívají, bylo zjištěno, že největším problémem, se kterým se setkávají, je nedostatečná velikost pro zavěšení převážně horských kol. Celkově je za největší problém považován rozestup mezi jednotlivými držáky. Malý rozestup znemožňuje zavěšení větších kol vedle sebe. Jednalo se tak o další důvod, proč byla vybrána standartní varianta zavěšení. Variantní řešení je uzpůsobeno ovšem tak, aby poskytlo možnost zavěšení téměř všech dostupných typů jízdních kol.



Obrázek 5.1 – Zvolený návrh držáku

Použitý materiál na držák byl volen dle doporučených materiálů zadavatele ŠKODA TRANSPORTATION a.s., který uvádí použití oceli 11 375 se speciální povrchovou úpravou Komaxit. Ocel 11 375 je vhodná ke svařování. Ocel je taktéž vhodná pro všeobecné technické použití. Z katalogu umístěném na webové stránce obchodníka s hutním

materiálem AC Steel a.s. bylo převzato chemické složení oceli, a její mechanické vlastnosti pro dané tloušťky polotovarů, které uvádím v následujících tabulkách.

Tabulka 5.1 – Chemické složení oceli ^[43]

Označení	Chemické složení, hmotnostní podíl v %					
	C max.	Si max.	Mn max.	P max.	S max.	N max.
11 375	0,17	-	1,40	0,045	0,045	0,009

Tabulka 5.2 – Mechanické vlastnosti oceli 11 375 ^[43]

Tloušťka [mm]	$R_{p0,2}$ [N/mm ²] min.	R_m [N/mm ²]	A_5 [%] min.
$\geq 5 \leq 16$	355	470 až 840	8
$> 10 \leq 16$	300	420 až 710	9

kde $R_{p0,2}$ – smluvní mez kluzu,

R_m – mez pevnosti v tahu,

A_5 – tažnost.

K zavěšení jízdního kola dochází za tyč kruhového průřezu o délce rovné části $l_t = 70$ mm a průměru $d_t = 16$ mm. Na volném konci je tyč ohnuta směrem ke stropu železničního vozu, aby bylo zamezeno případnému pádu kola. Celková délka závěsné části tyče je přibližně $l_{tc} = 90$ mm. Tyč je svarovým spojem připevněna k ramenu konzoly, které je obdélníkového průřezu o šířce $b_r = 14$ mm a výšce $h_r = 30$ mm. Pro spojení byl použit obvodový kruhový svar o minimální doporučené výšce svaru $a = 4$ mm. Závěsná tyč na kolo se nachází ve vzdálenosti $l_r = 140$ mm od základny držáku. Na volném konci je rameno z bezpečnostních důvodů zakončeno půlkruhem s poloměrem $R = 15$ mm. Připojení ramena k základně je konstruováno pod úhlem $\alpha_r = 80^\circ$. Spojení je provedeno pomocí obvodového koutového svaru o velikosti $a = 4$ mm. Základna držáku slouží k připojení ke skříni železničního vozu. Výška základny $h_z = 115$ mm, šířka $b_z = 80$ mm a tloušťka je $t_z = 10$ mm. V základně jsou vyvrtány čtyři díry pro šrouby M10 s kuželovou hlavou.

Základna konzoly

Základna konzoly je navržena z plechu tloušťky 10 mm. Kuželové zahlobení pro zápusťné hlavy šroubů je navrženo dle ČSN EN ISO 10642 pro velikost závitu 10 mm. Díry

pro šrouby jsem umístil od okrajů základny tak, abych dodržel doporučené vzdálenosti a zároveň i doporučené rozteče mezi šrouby. Vzdálenost díry od okraje jsem vypočetl podle doporučení následovně:

$$K_1 = 2 \cdot d_0 = 2 \cdot 10,5 = 21 \text{ mm} \quad (5.1)$$

kde d_0 – průměr díry.

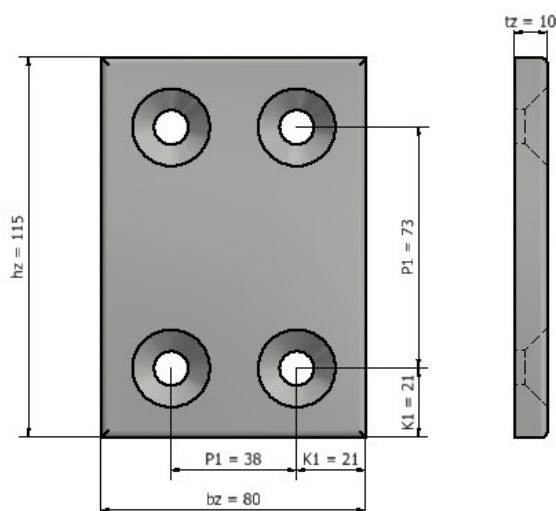
Rozteče šroubů poté splňují následující doporučení:

$$P_1 \geq 3,5 \cdot d_0 = 3,5 \cdot 10,5 \quad (5.2)$$

$$38 \geq 36,75$$

$$73 \geq 36,75$$

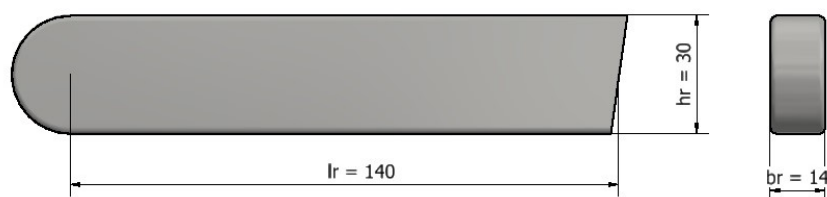
Okraje základny jsou kvůli bezpečnosti zaobleny poloměrem zaoblení $R = 2 \text{ mm}$.



Obrázek 5.2 – Parametry základny využívané ve výpočtech

Rameno konzoly

Rameno spojující základu se závěsnou tyčí jsem navrhl z ploché tyče $30 \times 14 \text{ mm}$. V místě připojení k základně je rameno zkoseno.

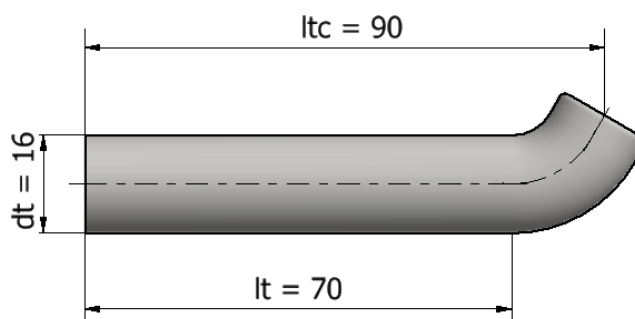


Obrázek 5.3 – Parametry ramena využívané ve výpočtech

Závěsná tyč

Tyč pro zavěšení se provléká ráfkem jízdního kola, proto její průměr nesmí být příliš velký. Mnou navržený průměr tyče umožňuje zavěsit pohodlně všechny typy ráfků, a dokonce lze zavěsit i horskou koloběžku. Závěsná tyč je na volném konci ohnuta směrem vzhůru. Toto ohnutí zamezuje případnému pádu kola z držáku. Vzhledem k svarovému spoji na začátku tyče a zohnutí na jejím konci, je optimální vzdálenost pro zavěšení všech druhů jízdních kol $l_{op} = 39$ mm od začátku tyče. Tuhle vzdálenost jsem zvolil, neboť největší šířka dostupného ráfku na jízdní kolo s_{rk} je 66 mm, a tloušťka svarového spoje t_s je necelých 6 mm.

$$l_{op} = t_s + \frac{s_{rk}}{2} = 6 + \frac{66}{2} = 39 \text{ mm} \quad (5.3)$$



Obrázek 5.4 – Parametry tyče potřebné pro výpočet

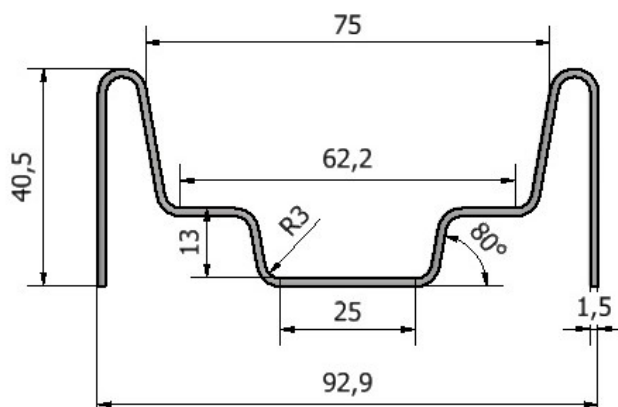
Bočnice spodního kola

Pro zamezení pohybu spodního kola do stran jsem navrhl drážku, do které se kolo usazuje. Drážka je vytvarovaná pomocí několikanásobně ohnutého plechu. Délku bočnice 500 mm jsem navrhl dle velikosti kol a jejich rozvorů. Délka je uzpůsobena tak, aby bylo možné do drážky umístit dětské kolo o velikosti 20 palců, i horské kolo o velikosti 29 palců. Rozvor dětského kola je přibližně 840 mm. Horské má přibližný rozvor kol 1400 mm.



Obrázek 5.5 – Bočnice (otočená vodorovně)

Drážka je odstupňována tak, aby byla účinná pro všechny typy jízdních kol. První stupeň slouží pro umístění silničních, případně krosových jízdních kol. Silniční kola mají šířku pláště od 19 do 28 mm, proto je spodní část doléhající na skříň vozu navržena v šířce 25 mm. Zaoblení na krajích o velikosti 3 mm poté dodatečně poskytují místo pro dalších 6 mm pláště. Ohyb pod úhlem 80° umožňuje postupné rozšiřování. Následkem postupného rozšiřování je možnost přidávání kol s větší šířkou pláště. Je to část úseku, na němž bude umístěna část krosových kol. Krosová kola se vyznačují šířkou pláště přibližně od 28 mm do 45 mm. Na druhé rovné části poté dosedne zbylá část krosových kol a většina horských kol, jejichž nejčastější šířky pláště se pohybují do velikosti 62 mm. Širší pláště, jež jsou dostupné budou doléhat na druhý sklopený úsek. Druhý sklopený úsek je navržen taktéž pod úhlem 80° a to do šířky pláště 75 mm. U silničních a krosových kol je vzhledem k menším plášťům potřebná nižší boční podpora. Tuto podporu jsem navrhnul do výšky 13 mm. U horských kol s větší šířkou pláště je poté navržena vyšší podpora a to přibližně 27 mm. Provedení tvarování plechu do drážek je vyobrazeno na následujícím obrázku společně s několika velikostmi, které byly pro vhodný návrh použity.



Obrázek 5.6 – Pohled shora na bočnici

Horní bočnice

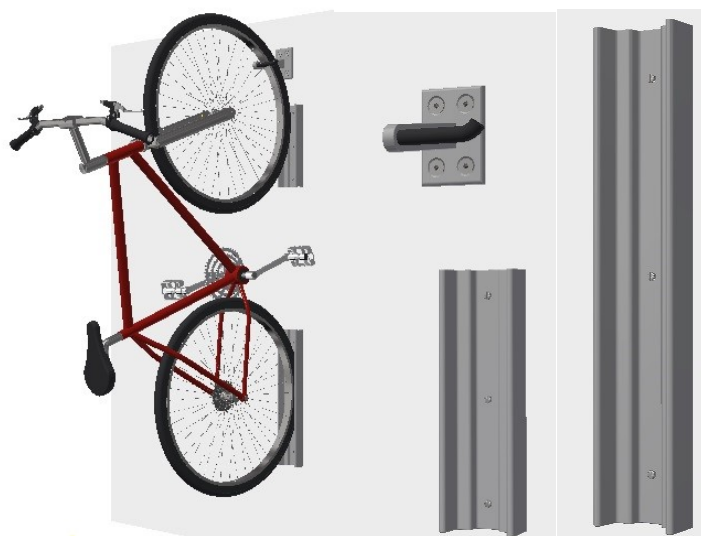
Horní bočnice je navržena stejným způsobem jako spodní bočnice. Jediná změna je v délce, která je u horní části navržena ve velikosti 300 mm.

Pryžová ochrana

Proti poškození držáku i ráfku kola je navrhována pryžová ochrana. Ochrana se umístí na závěsnou tyč a chrání tak ráfek před odřením. Další výhodou pryžové ochrany háku je zvýšení součinitele tření, což má za následek, že ráfek kola bude stabilnější a nebude se v takové míře posouvat do stran.

Celá sestava

V případě využití bočnic celá sestava s držákem vypadá následovně:

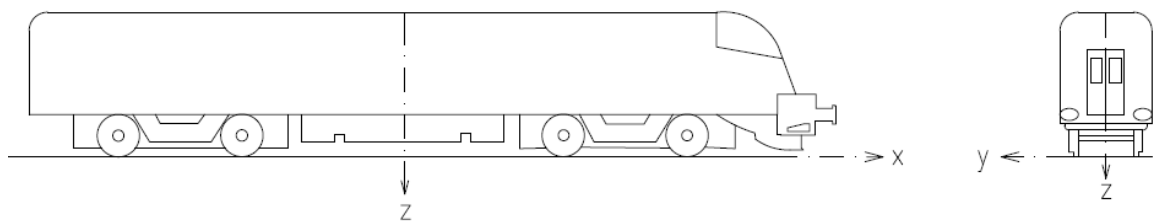


Obrázek 5.7 – Celá sestava (uprostřed držák s horní bočnicí, vpravo dolní bočnice)

Držák by se měl umístit přibližně 200 mm od stropu železničního vozu, aby bylo možno zavěsit i kola s největší osovou vzdáleností. Vrchní okraj horní bočnice by se měl umístit přibližně 100 mm pod držák, aby bylo zabezpečeno, že všechny druhy jízdních kol se opřou o bočnici, a nikoliv o skříň vozu. Vrchní okraj spodní bočnice by poté měl být umístěn přibližně 950 mm pod držák. Vnitřní okraj bočnic by se měl pro nejlepší využití zarovnat ke kraji ramena.

5.1 Zatížení působící na držák

Držák vyskytující se v železničním voze musí odolat maximálnímu zatížení, které je násobeno zrychleními vznikajícími v železničním voze. Tato zrychlení předepisuje norma ČSN EN 12663-1. Jedná se o zatížení vznikající z maximálního zrychlení ve směru x , z maximálního bočního zrychlení skříně vozu ve směru y , a také ze svislého zatížení v ose z . Na obrázku 5.8 je pro zpřehlednění vyznačeno zvolené značení os v železničních voze.



Obrázek 5.8 – Značení os v železničním voze

Případy zatížení musí být dle normy posuzovány jednotlivě, a jako minimální doplňkový požadavek, musí být síly vznikající z účinků zrychlení v osách x a y jednotlivě kombinovány s účinky sil od tíhového zrychlení o velikosti $1g$. Je uvažováno gravitační zrychlení g o velikosti $9,81 \text{ m/s}^2$. Přehled zrychlení vznikajících v železničních vozech osobní přepravy v jednotlivých osách je k dispozici v následující tabulce.

Tabulka 5.3 – Zrychlení v železničních vozech osobní přepravy

Zrychlení ve směru x	Zrychlení ve směru y	Zrychlení ve směru z
$\pm 3g$	$\pm 1g$	$(1 \pm c) \cdot g$

kde c – konstanta závislosti polohy ve vlaku, která může nabývat hodnot od 0,5 do 2.

Hmotnost jízdního kola

Nejtěžší kategorií jízdních kol, jež se aktuálně vyskytují na trhu, jsou dle očekávání elektrokola. Nejvyšší hmotnost, se kterou se u některých modelů můžeme setkat, je 26 kg . V tabulce 5.4 je uvedeno nejtěžších pět jízdních kol aktuálně se vyskytujících na českém trhu. Kromě samotné váhy kola jsem uvažil, že jízdní kolo může být doplněno navíc světlomety, stojany a různými nosiči s vybavením. Z těchto důvodů jsem zvolil referenční hmotnost kola $m_k = 30 \text{ kg}$.

Tabulka 5.4 – Nejtěžší jízdní kola na trhu ^[38]

Model	Rok	Typ	Hmotnost
Leader For Forenza	2018	elektrokolo	25,9 kg
Leader Fox Induktora	2020	elektrokolo	25,7 kg
Leader Fox Cross Toscana	2019	krosově	25,7 kg
Devron	2019	elektrokolo	25,1 kg
Leader Fox Induktora 2	2020	elektrokolo	25 kg

Se získanou referenční hmotností jízdního kola jsem určil jednotlivé složky tíhy působící na držák. Složky v jednotlivých směrech, dle obrázku 5.8, jsem vypočítal násobením hodnot gravitačních zrychlení z tabulky 5.4 s referenční hmotností jízdního kola:

$$G_x = \pm 3 \cdot g \cdot m_k = \pm 3 \cdot 9,81 \cdot 30 = \pm 883 \text{ N} \quad (5.4)$$

kde G_x – tíhová složka síly působící v ose x.

$$G_y = \pm g \cdot m_k = \pm 9,81 \cdot 30 = \pm 294 \text{ N} \quad (5.5)$$

kde G_y – tíhová složka síly působící v ose y.

Pro tíhovou složku v ose z jsem určil konstantu $c = 2$, aby byl uvážěn nejnepříznivější stav. Při téhle zvolené hodnotě konstanty uvažuji umístění jízdních na konci vlaku.

$$G_z = (1 \pm c) \cdot g \cdot m_k = (1 \pm 2) \cdot g \cdot 30 = \begin{matrix} 883 \text{ N} \\ -294 \text{ N} \end{matrix} \quad (5.6)$$

kde G_z – tíhová složka síly působící v ose z.

Těžiště jízdního kola

Hlavní nevýhodou při zavěšování jízdních kol je jejich rozličnost. Velikostní, tvarové a geometrické odlišnosti kol způsobují problém při zavedení tíhových sil do těžiště. Výrobci, a ani odborné literatury, neuvádějí polohy těžiště samostatných kol. Jediná nalezená zmínka o těžišti jízdního kola bez cyklisty byla nalezena v literatuře „Metodická pomůcka k řešení nehody s účastí cyklistů“ od Ing. Ivana Krejsy, podle které se těžiště jízdního kola pohybuje v rozmezí 0,33 až 0,60 m nad vozovkou. Pro získání referenční hodnoty polohy těžiště, kterou by bylo možno využít pro zavádění sil, jsem provedl experiment. Experiment byl proveden na pěti různých kolech, jejichž parametry potřebné pro výpočet jsou naměřeny a zaznamenány v tabulce 5.5.

Tabulka 5.5 (1. část) – Parametry testovaných kol

	Kolo	Typ	Průměr kol d_k [mm]	Rozvor kol l [mm]	Hmotnost m_c [kg]
1	Miles Crossway	krosově	702	1080	15
2	Merida Crossway	krosově/ elektrokolo	708	1140	19

Tabulka 5.5 (2. část) – Parametry testovaných kol

	Kolo	Typ	Průměr kol d_k [mm]	Rozvor kol l [mm]	Hmotnost m_c [kg]
3	4ever Vantage	městské	702	1090	14
4	4ever Hespereus	dámské/městské	702	1060	13,5
5	Kellys Comp6000	horské	679	1050	14

Měření a vážení jsem provedl dle dostupných podmínek a vybavení pouze velmi hrubě, ovšem pro potřeby získání potřebných hodnot je takovéto měření zcela dostačující. Jako první krok experimentu jsem zvažil jízdní kola ve vodorovné pozici. Přední kolo se jsem umístil na váhu, a zadní kolo jsem vypodložil do takové výšky, aby byla zajištěna vodorovná poloha. Ověření stejného výškového podložení jsem provedl pomocí vodováhy. Po naměření a zaznamenání hmotnosti takto volně stojícího kola jsem přistoupil k druhému kroku. V druhém kroku zadní kolo zvedl a podložil do výšky $p = 210$ mm nad úroveň předního kola.

Tabulka 5.6 – Naměřené hodnoty

	Kolo	Hmotnost ve vodorovné poloze m_v [kg]	Hmotnost při zdvižení zadního kola m_z [kg]
1	Miles Crossway	7	7,5
2	Merida Crossway	7	7,75
3	4ever Vantage	6	6,25
4	4ever Hespereus	5,5	6
5	Kellys Comp6000	6	6,25

Naměřené hodnoty jsem poté převedl pomocí gravitačního zrychlení na síly. Níže jsem uvedl postup výpočtu pouze pro první kolo tabulky – Miles Crossway, neboť postup výpočtu u ostatních kol byl naprosto totožný.

$$Q = m_c \cdot g = 15 \cdot 9,81 = 147 \text{ N} \quad (5.7)$$

kde Q – celková tíha kola,

m_c – hmotnost kola Miles Crossway.

$$N_1 = m_v \cdot g = 7 \cdot 9,81 = 69 \text{ N} \quad (5.8)$$

kde N_1 – tíha předního kola na podložku,

m_v – hmotnost při vodorovné poloze kola Miles Crossway.

$$N_{1a} = m_z \cdot g = 7,5 \cdot 9,81 = 74 \text{ N} \quad (5.9)$$

kde N_{1a} – tíha předního kola na podložku při zdvižení,

m_z – hmotnost při zdvihu zadního kola Miles Crossway.

Tabulka 5.7 – Silové účinky kol

	Kolo	Celková tíha kola Q [N]	Tíha předního kola při vodorovném stavu N_1 [N]	Tíha předního kola při zdvihu N_{1a} [N]
1	Miles Crossway	147	69	74
2	Merida Crossway	186	69	76
3	4ever Vantage	137	59	61
4	4ever Hespereus	132	54	59
5	Kellys Comp6000	137	59	61

Pro výpočet vodorovné polohy těžiště předpokládáme rovnováhu v místě dotyku kol s podložkou. Výpočet jsem uskutečnil z následujících podmínek:

$$l = l_1 + l_2 \quad (5.10)$$

kde l_1 – vzdálenost vodorovné polohy těžiště od osy předního kola,

l_2 – vzdálenost vodorovné polohy těžiště od osy zadního kola.

$$Q = N_1 + N_2 \quad (5.11)$$

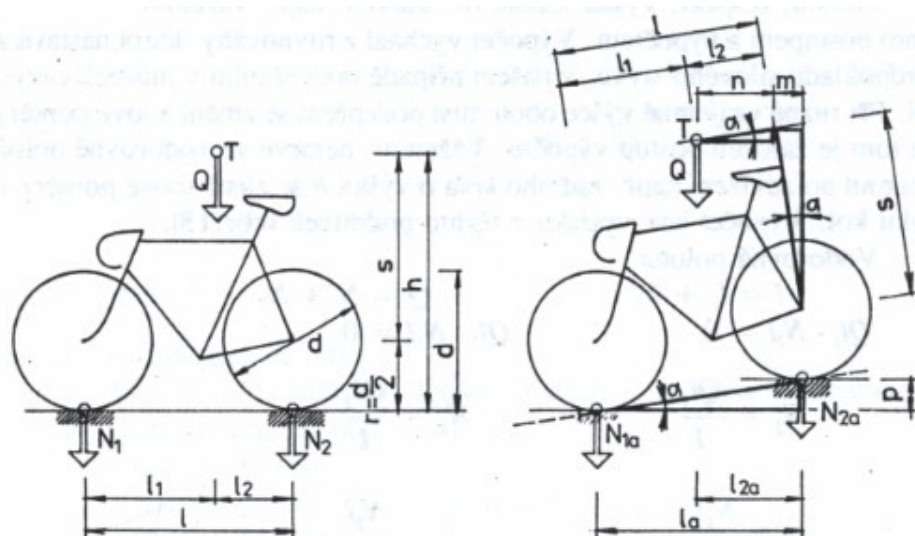
kde N_1 – tíha předního kola na podložku,

N_2 – tíha zadního kola na podložku.

Z momentové rovnice k bodu dotyku v ose předního kola jsem vyjádřil rovnici (5.12), podle které byla spočítána vodorovná složka těžiště od osy předního kola. Zároveň pro potřeby výpočtu jsem z rovnice (5.11) vyjádřil tíhu zadního kola na podložku a vložil do rovnice (5.12):

$$l_1 = \frac{N_2 \cdot l}{Q} = \frac{(Q - N_1) \cdot l}{Q} \quad (5.12)$$

$$l_1 = \frac{(Q - N_1) \cdot l}{Q} = \frac{(147 - 69) \cdot 1080}{147} = 576 \text{ mm}$$



Obrázek 5.9 – Výpočet těžiště jízdního kola ^[37]

Pro výpočet svislé polohy těžiště jsem nejdříve určil úhel zvednutí zadního kola α . Úhel jsem vyjádřil z pravoúhlého trojúhelníka, jak je patrné z obrázku 5.9.

$$\alpha = \arcsin \frac{p}{l} = \arcsin \frac{210}{1080} = 0,196 \text{ rad} \quad (5.13)$$

kde p – výška zadního kola nad úrovní předního kola.

Vyjádřením momentové rovnice k zadnímu kolu jsem dostal rovnici, ze které jsem následně vyjádřil výšku těžiště od spojnice středů kol s :

$$N_{1a} = \frac{Q \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha + s \cdot \sin \alpha)}{l \cdot \cos \alpha}$$

$$N_{1a} = \frac{Q \cdot l_2}{l} + \frac{Q \cdot s}{l} \cdot \operatorname{tg} \alpha = N_1 + \frac{Q \cdot s}{l} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$s = \frac{N_{1a} - N_1}{Q \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot l \quad (5.14)$$

$$s = \frac{N_{1a} - N_1}{Q \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot l = \frac{74 - 69}{147 \cdot \operatorname{tg} 0,196} \cdot 1080 = 182 \text{ mm}$$

kde N_{1a} – zatížení podložky pod předním kolem,

s – výška těžiště od spojnice středů kol.

Svislou polohu těžiště od dotyku předního kola s podložkou jsem získal součtem poloměru kola s výškou těžiště nad spojnici:

$$h = \frac{d_k}{2} + s \quad (5.15)$$

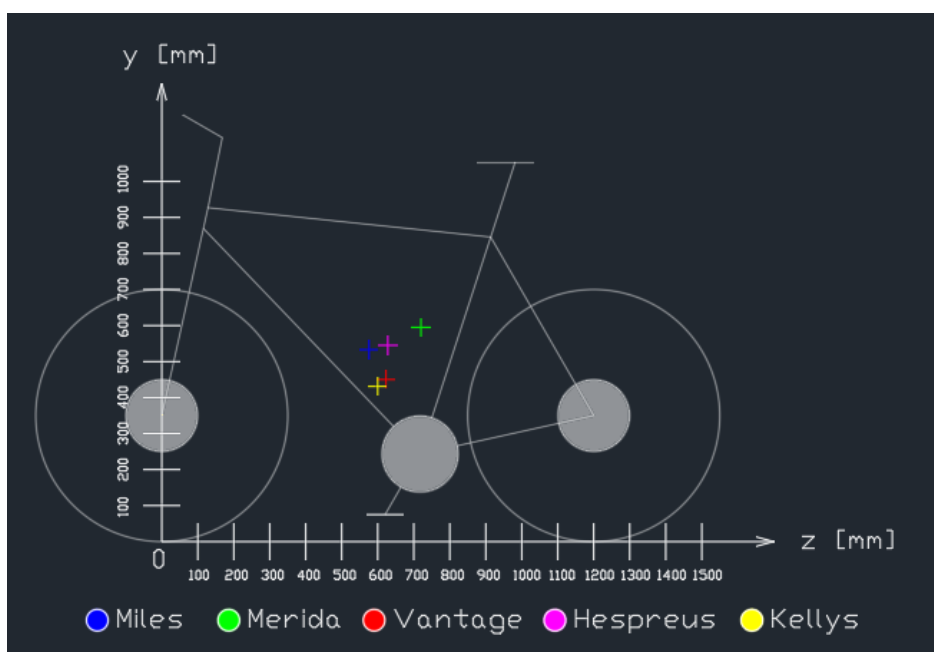
$$h = \frac{d_k}{2} + s = \frac{702}{2} + 185 = 533 \text{ mm}$$

kde d_k – průměr kola .

Tabulka 5.8 – Vypočtené údaje těžišť jízdních kol

	Kolo	Úhel zvednutí kola α [rad]	Výška těžiště nad spojnici středu os kol s [mm]	Vodorovná poloha těžiště od osy předního kola l_1 [mm]	Svislá poloha těžiště h [mm]
1	Miles	0,196	182	576	533
2	Merida	0,185	240	720	594
3	4ever Vantage	0,194	99	623	450
4	4ever Hespereus	0,199	194	628	545
5	Kellys	0,201	92	600	431

Umístění těžišť jednotlivých kol jsem zaznačil do obrázku 5.10. Zvolení os jsem provedl dle plánovaného zavěšení jízdního kola v železničním voze.



Obrázek 5.10 – Polohy těžiště u jednotlivých kol

Podle výsledků experimentu jsem určil nejzazší polohu těžiště u jízdního kola. Ve vodorovné vzdálenosti na ose z, od dotyku předního kola s podložkou, je těžiště vzdáleno 800 mm, a ve svislé vzdálenosti od dotyku předního kola s podložkou, na ose y, bylo určeno ve výšce 600 mm.

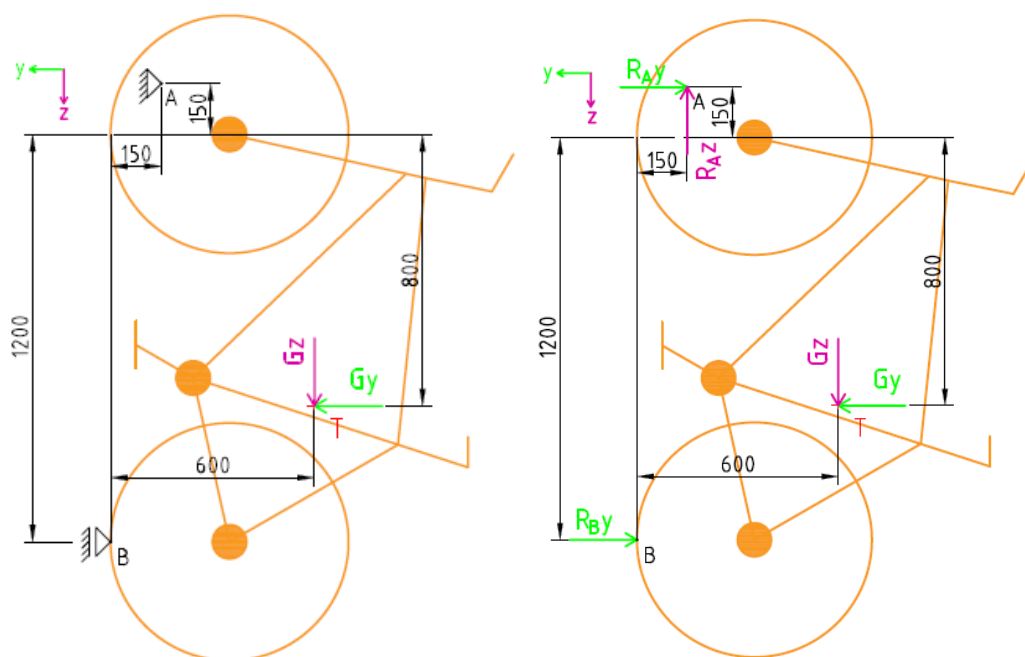


Obrázek 5.11 – Fotka z experimentu

Síly působící na držák

Vzhledem k získání všech potřebných parametrů jízdních kol jsem nyní zjistil reakce působící na držák. Reakce byly zjištěny ze dvou rovin – roviny YZ a roviny XZ.

Pro analytický výpočet byl model zidealizován. Vzdálenost 1200 mm představuje největší možnou osovou vzdálenost jízdních kol. Ve vzdálenosti 150 mm od skříně železničního vozu je umístěna tyč, na které se kolo zavěšuje. Uvažuji, že držák může být při zavěšení přibližně 150 mm nad osou předního kola. Kolo je zatíženo v místě těžiště, které bylo určeno v předchozím odstavci, tíhovými silami G_y a G_z . V místě A, neboli v místě, kde je jízdní kolo uloženo na držáku jsem umístil pevnou podporu. Pevná podpora odebírá dva stupně volnosti, konkrétně pohyb v ose y a v ose z. V místě B, kde dochází k dotyku zadního kola se skříní vozu je umístěna posuvná podpora. Podpora odebírá jeden stupeň volnosti, zabraňuje posunu pouze v ose z.



Obrázek 5.12 – Vazby a reakce v rovině YZ

Reakce rovnováhy jsem sestavil následovně:

$$\sum F_y = G_y - R_{Ay} - R_{By} = 0 \quad (5.16)$$

$$\sum F_z = G_z - R_{Az} = 0 \quad (5.17)$$

$$\sum M_A = R_{By} \cdot 1350 - G_y \cdot 950 - G_z \cdot 450 \quad (5.18)$$

Vyjádření reakcí:

Z rovnice (5.16):

$$R_{Az} = G_z$$

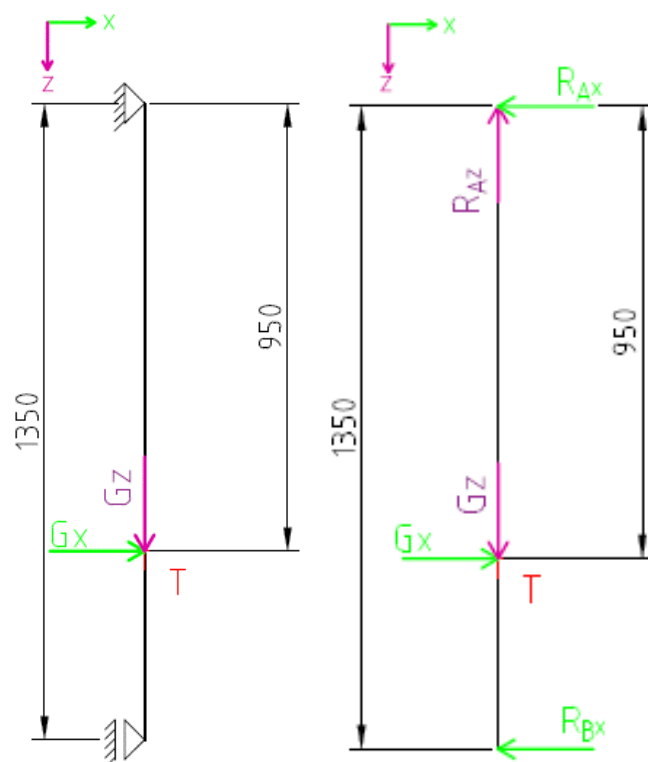
Z rovnice (5.18):

$$R_{By} = \frac{G_y \cdot 950 + G_z \cdot 450}{1350}$$

Z rovnice (5.17):

$$R_{Ay} = G_y - \frac{G_y \cdot 950 + G_z \cdot 460}{1350}$$

V rovině XZ je na kolo nahlíženo z pohledu ze shora, proto jsem kolo zjednodušil na prostý nosník. Souřadný systém jsem zavedl do bodu A. Vazby zůstaly zachovány z předchozí úlohy, s rozdílem, že nyní nám pevná vazba odebírá posun v ose x a z, a posuvná vazba v ose x. Zatížení G_x a G_z jsem umístil do těžiště.



Obrázek 5.13 – Vazby a reakce v rovině XZ

Rovnice rovnováhy jsem pro rovinu XZ sestavil následovně:

$$\sum F_x = G_x - R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \quad (5.19)$$

$$\sum F_z = G_z - R_{Az} = 0 \quad (5.20)$$

$$\sum M_A = -R_{Bx} \cdot 1350 + G_x \cdot 950 \quad (5.21)$$

Vyjádření reakcí:

Z rovnice (5.19):

$$R_{Az} = G_z$$

Z rovnice (5.21):

$$R_{Bx} = \frac{G_x \cdot 950}{1350}$$

Z rovnice (5.20):

$$R_{Ax} = G_x - \frac{G_x \cdot 950}{1350}$$

Získal jsem pět rovnic o pěti neznámých, do kterých jsem nyní jednotlivě, a poté kombinovaně, dle normy ČSN EN 12663, jak je uvedeno na začátku podkapitoly 5.1, dosadil

tíhové síly vypočtené v rovnicích (5.4) až (5.6). Všechny vypočítané hodnoty jsou zaokrouhleny na celá čísla a uvedeny v tabulce 5.9, pro příklad jsem uvedl výpočet jednoho jednotlivého zatížení a jednoho kombinovaného zatížení:

Zatížení zrychlením $3 \cdot g$ v ose x:

Z rovnice (5.16):

$$R_{Az} = G_z = 0 \text{ N}$$

Z rovnice (5.18):

$$R_{By} = \frac{G_y \cdot 950 + G_z \cdot 450}{1350} = \frac{0 \cdot 950 + 0 \cdot 450}{1350} = 0 \text{ N}$$

Z rovnice (5.17):

$$R_{Ay} = G_y - \frac{G_y \cdot 950 + G_z \cdot 450}{1350} = 0 - \frac{0 \cdot 950 + 0 \cdot 450}{1350} = 0 \text{ N}$$

Z rovnice (5.21):

$$R_{Bx} = \frac{G_x \cdot 950}{1350} = \frac{883 \cdot 950}{1350} = 621 \text{ N}$$

Z rovnice (5.20):

$$R_{Ax} = G_x - \frac{G_x \cdot 950}{1350} = 883 - \frac{883 \cdot 950}{1350} = 262 \text{ N}$$

Zatížení kombinací zrychlení $3 \cdot g$ v ose x a $1 \cdot g$ v ose z:

Z rovnice (5.16):

$$R_{Az} = G_z = 294 \text{ N}$$

Z rovnice (5.18):

$$R_{By} = \frac{G_y \cdot 950 + G_z \cdot 450}{1350} = \frac{0 \cdot 950 + 294 \cdot 450}{1350} = 98 \text{ N}$$

Z rovnice (5.17):

$$R_{Ay} = G_y - \frac{G_y \cdot 950 + G_z \cdot 450}{1350} = 0 - \frac{0 \cdot 950 + 294 \cdot 450}{1350} = -98 \text{ N}$$

Z rovnice (5.21):

$$R_{Bx} = \frac{G_x \cdot 950}{1350} = \frac{883 \cdot 950}{1350} = 621 \text{ N}$$

Z rovnice (5.20):

$$R_{Ax} = G_x - \frac{G_x \cdot 950}{1350} = 883 - \frac{883 \cdot 950}{1350} = 262 \text{ N}$$

Tabulka 5.9 – Přehled vypočtených reakcí dle normy ČSN EN 12663

	Tíhové síly			Reakční síly				
Zatížení	G_x [N]	G_y [N]	G_z [N]	R_{Ax} [N]	R_{Bx} [N]	R_{Ay} [N]	R_{By} [N]	R_{Az} [N]
v ose x	883	0	0	262	621	0	0	0
v ose x	-883	0	0	-262	-621	0	0	0
v ose y	0	294	0	0	0	87	207	0
v ose y	0	-294	0	0	0	-87	-207	0
v ose z	0	0	883	0	0	-294	294	883
v ose z	0	0	-294	0	0	98	-98	-294
v ose x + z	883	0	294	262	621	-98	98	294
v ose x + z	-883	0	294	-262	-621	-98	98	294
v ose y + z	0	294	294	0	0	-11	305	294
v ose y + z	0	-294	294	0	0	-185	-109	294

Vypočítal jsem reakce působící na jízdní kolo. Pro řešení je ovšem důležité znát silové účinky působící na držák. Ty jsem získal obrácením směrů reakcí působících na kolo.

Velikosti sil zůstaly zachovány:

$$F_{Ax} = R_{Ax} \quad (5.22)$$

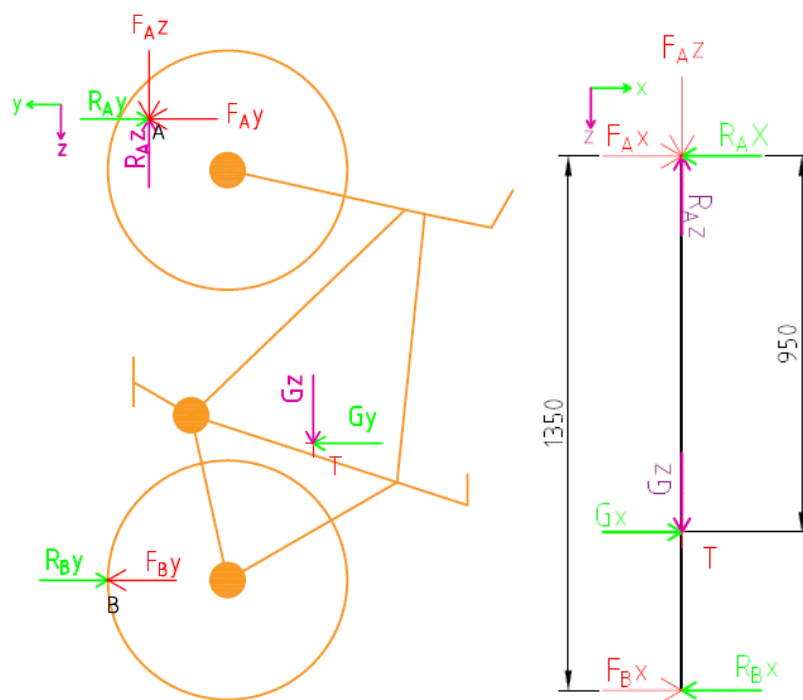
$$F_{Bx} = R_{Bx} \quad (5.23)$$

$$F_{Ay} = R_{Ay} \quad (5.24)$$

$$F_{By} = R_{By} \quad (5.25)$$

$$F_{Az} = R_{Az} \quad (5.26)$$

Na obrázku 5.14 jsem zaznačil působící síly na držák červenou barvou. V případě záporných reakcí se otáčí i směr působení sil na držák.



Obrázek 5.14 – Znázornění sil působících na držák

5.2 Analytický výpočet

Pro analytické řešení jsem držák zjednodušil na prostorově lomený nosník, u něhož jsem zanedbal sklopení ramena konzoly. Vzhledem k nízké hmotnosti konzoly jsem při analytickém výpočtu neuvažoval ani tíhový účinek působící na samotný držák. Při uvážení místa působíště sil mi koncový tvar ohnuté závěsné tyče nebude ovlivňovat výpočty, a můžu ho tudíž zanedbat. Uvažuji tak délku pouze rovné části tyče. V místě připojení ke skříni vozu jsem použil dokonalé vetknutí odebírající všechny stupně volnosti. Na obrázku 5.15 je znázorněno zjednodušení se souřadnicovým systémem.



Obrázek 5.15 – Zjednodušení pro analytický výpočet

Zjednodušení na osy profilů mi zachová délku ramena $l_r = 140$ mm. K délce rovné části tyče bylo potřeba přičíst polovinu šířky ramena. Tento parametr jsem označil jako l_{t1} a vyjádřil v následující rovnici:

$$l_{t1} = l_t + \frac{b_r}{2} = 70 + \frac{14}{2} = 77 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Síly z jízdního kola působí ve vzdálenosti $l_{op} = 39$ mm (rovnice (5.3)) od kraje tyčové části, proto i k této velikosti musela být přičtena polovina šířky ramene konzoly. Vzdálenost ke středu osy ramene jsem označil jako l_s a vyjádřil:

$$l_s = l_{op} + \frac{b_r}{2} = 39 + \frac{14}{2} = 46 \text{ mm}$$

Zatížení při zrychlení $3g$ v ose z (viz Tabulka 5.9):

Vzniklé síly ze zrychlení v ose z jsem společně s uvolněním lomeného nosníku vyobrazil na obrázku 5.16



Obrázek 5.16 – Zatížení ze zrychlení $3g$ v ose z

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = R_{Vx} = 0 \quad (5.28)$$

$$\sum F_y = R_{Vy} - F_{Ay} = 0 \quad (5.29)$$

$$\sum F_z = F_{Az} - R_{Vz} = 0 \quad (5.30)$$

$$\sum M_x = F_{Az} \cdot l_r - M_{Vx} = 0 \quad (5.31)$$

$$\sum M_y = F_{Az} \cdot l_s - M_{Vy} = 0 \quad (5.32)$$

$$\sum M_z = F_{Ay} \cdot l_s - M_{Vz} = 0 \quad (5.33)$$

Po dosazení hodnot z tabulky 5.9 pro kladné zatížení v ose z ($F_{Az} = 883 \text{ N}$, $F_{Ay} = 294 \text{ N}$) jsem získal reakce ve vetknutí:

Z rovnice (5.29):

$$R_{Vy} = F_{Ay} = 294 \text{ N}$$

Z rovnice (5.30):

$$R_{Vz} = F_{Az} = 883 \text{ N}$$

Z rovnice (5.31):

$$M_{Vx} = F_{Az} \cdot l_r = 883 \cdot 140 = 123620 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.32):

$$M_{Vy} = F_{Az} \cdot l_s = 883 \cdot 46 = 40618 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.33):

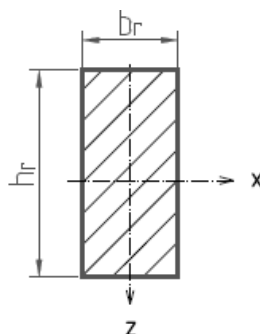
$$M_{Vz} = F_{Ay} \cdot l_s = 294 \cdot 46 = 13524 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Kontrolu konzoly jsem provedl ve vyznačených kritických místech V a K na obrázku 5.17. Rameno konzoly je nejvíce namáháno ve vetknutí v bodě V, kde působí největší ohybový moment M_{Vx} . Dále v tomto bodu působí moment M_{Vy} namáhající rameno na ohyb a moment M_{Vz} , který namáhá rameno krutem. Bod K jsem umístil v místě připojení tyče k ramenu. Jedná se o nejvíce namáhané místo na závěsné tyči.



Obrázek 5.17 – Kritická místa

Pro výpočet napětí v kritickém místě V jsem si nejdříve určil moduly průřezu profilu v ohybu. Pro zjednodušení výpočtu jsem zanedbal okrajové zaoblení profilu.



Obrázek 5.18 – Zjednodušený průřez ramena

Výpočet průřezového modulu v ohybu zjednodušeného ramena z obrázku 5.18:

$$W_{ox} = \frac{b_r \cdot h_r^2}{6} = \frac{14 \cdot 30^2}{6} = 2100 \text{ mm}^3 \quad (5.34)$$

$$W_{oz} = \frac{b_r^2 \cdot h_r}{6} = \frac{14^2 \cdot 30}{6} = 980 \text{ mm}^3 \quad (5.35)$$

Průřezový modul v krutu jsem zjednodušeně vypočítal následovně:

$$W_k = \beta \cdot 14^2 \cdot 30 = 0,233 \cdot 14^2 \cdot 30 = 1370 \text{ mm}^4 \quad (5.36)$$

kde β – bezrozměrný součinitel závislý na poměru stran (Tabulka 5.10).

Tabulka 5.10 – Hodnoty součinitele β ^[39]

h_r/b_r	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$\beta [-]$	0,208	0,214	0,219	0,223	0,227	0,231	0,234	0,237

h_r/b_r	1,8	1,9	2	2,5	3	5	10	∞
$\beta [-]$	0,240	0,243	0,246	0,258	0,267	0,292	0,312	0,333

Normálové napětí vznikající ohybem kolem osy x:

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{Vx}}{W_{ox}} = \frac{123620}{2100} = 58,9 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

Normálové napětí vznikající ohybem kolem osy z:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{Vz}}{W_{oz}} = \frac{13539}{980} = 13,8 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau_{max} = \frac{M_{Vy}}{W_k} = \frac{40618}{1370} = 29,6 \text{ MPa} \quad (5.39)$$

Tahové napětí vyvozené silou F_{Ay} je velmi nízké, proto ho ve výpočtech neuvažuji. Pro příklad uvádím jeho výpočet:

$$\sigma_t = \frac{F_{Ay}}{S} = \frac{F_{Ay}}{b_r \cdot h_r} = \frac{294}{14 \cdot 30} = 0,7 \text{ MPa} \quad (5.40)$$

Součtem normálových napětí jsem získal maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{o_{max}} = \sigma_{ox} + \sigma_{oz} = 58,9 + 13,8 = 72,7 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

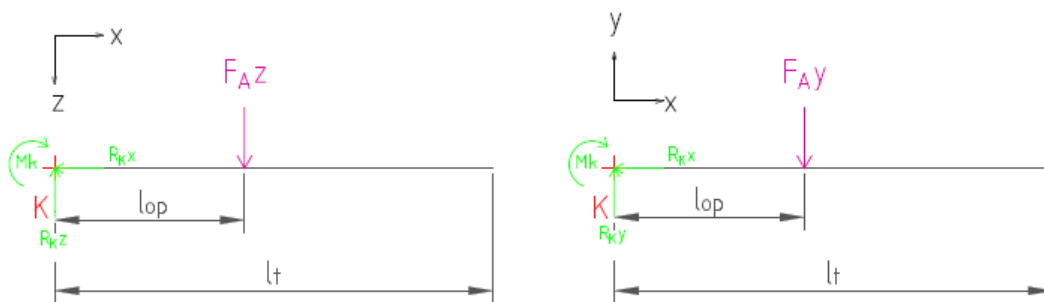
Pomocí HMH hypotézy jsem určil redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o_{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{72,7^2 + 3 \cdot 29,6^2} = 89 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{89} = 3,4 \quad (5.43)$$

Napětí v místě K jsem řešil jako samostatnou úlohu. Pro zjednodušení výpočtů jsem v místě svarového spojení s ramenem konzoly zavedl vetknutí. Rovnice rovnováhy jsou uvedeny pod obrázkem.



Obrázek 5.19 – Uvolnění tyčové části

Rovina XZ:

$$\sum F_z = F_{Az} - R_{Kz} = 0 \quad (5.44)$$

$$\sum M_{KXZ} = F_{Az} \cdot l_{op} - M_{KXZ} \quad (5.45)$$

Rovina XY:

$$\sum F_y = R_{Ky} - F_{Ay} = 0 \quad (5.46)$$

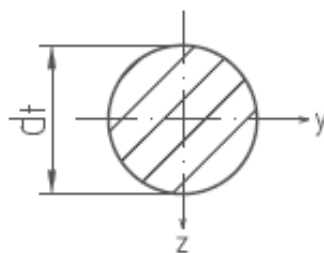
$$\sum M_{KXY} = F_{Ay} \cdot l_{op} - M_{KXY} = 0 \quad (5.47)$$

Z rovnice (5.45):

$$M_{KXZ} = F_{Az} \cdot l_{op} = 883 \cdot 39 = 34437 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.47):

$$M_{KXY} = F_{Ay} \cdot l_{op} = 294 \cdot 39 = 11466 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obrázek 5.20 – Průřez kruhové části

Výpočet průřezového modulu v ohybu kruhové tyče, hodnoty dle obrázku 5.20:

$$W_{oy} = W_{oz} = \frac{\pi \cdot d_t^3}{32} = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} = 402,1 \text{ mm}^3 \quad (5.48)$$

Normálové napětí v ohybu v rovině XY:

$$\sigma_{oXY} = \frac{M_{KXY}}{W_{oy}} = \frac{11466}{402,1} = 28,5 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

Normálové napětí v ohybu v rovině XZ:

$$\sigma_{oXZ} = \frac{M_{KXZ}}{W_{oz}} = \frac{34437}{402,1} = 85,6 \text{ MPa} \quad (5.50)$$

Výpočet normálového napětí v ohybu:

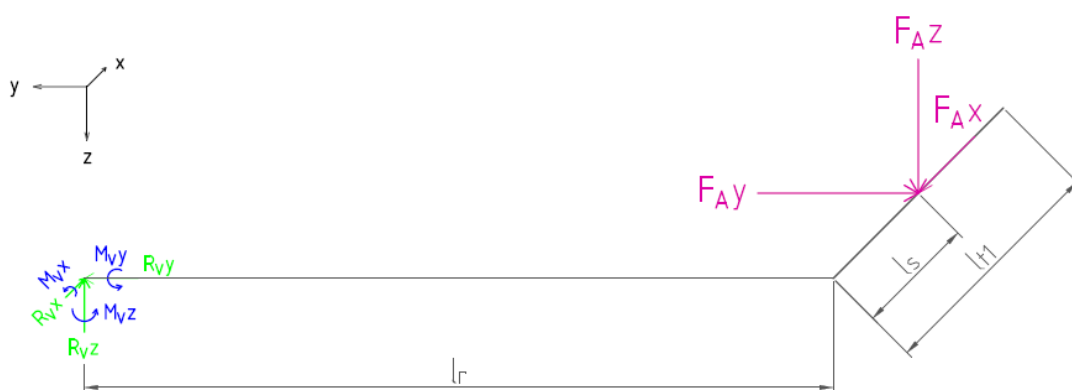
$$\sigma_{omax} = \sigma_{oXZ} + \sigma_{oXY} = 85,6 + 28,5 = 114,1 \text{ MPa} \quad (5.51)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{omax}} = \frac{300}{114,1} = 2,6 \quad (5.52)$$

Zatížení při zrychlení -3g v ose x a 1g v ose z (Tabulka 5.9):

Vzniklé síly ze zrychlení -3g v ose x, a 1g v ose z, jsou společně s uvolněním lomeného nosníku vyobrazeny na obrázku 5.21.



Obrázek 5.21 – Zatížení ze zrychlení -3g v ose x a 1g v ose z

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = R_{Vx} - F_{Ax} = 0 \quad (5.53)$$

$$\sum F_y = R_{Vy} - F_{Ay} = 0 \quad (5.54)$$

$$\sum F_z = F_{Az} - R_{Vz} = 0 \quad (5.55)$$

$$\sum M_x = F_{Az} \cdot l_r - M_{Vx} = 0 \quad (5.56)$$

$$\sum M_y = F_{Az} \cdot l_s - M_{Vy} = 0 \quad (5.57)$$

$$\sum M_z = F_{Ay} \cdot l_s + F_{Ax} \cdot l_r - M_{Vz} = 0 \quad (5.58)$$

Po dosazení hodnot z tabulky 5.9 pro kombinaci záporného zatížení v ose x a kladného v ose z ($F_{Az} = 294 \text{ N}$, $F_{Ax} = 262 \text{ N}$, $F_{Ay} = 98 \text{ N}$) jsem dostal reakce:

Z rovnice (5.53):

$$R_{Vx} = F_{Ax} = 262 \text{ N}$$

Z rovnice (5.54):

$$R_{Vy} = F_{Ay} = 98 \text{ N}$$

Z rovnice (5.55):

$$R_{Vz} = F_{Az} = 294 \text{ N}$$

Z rovnice (5.56):

$$M_{Vx} = F_{Az} \cdot l_r = 294 \cdot 140 = 41160 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.57):

$$M_{Vy} = F_{Az} \cdot l_s = 294 \cdot 46 = 13524 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.58):

$$M_{Vz} = F_{Ay} \cdot l_s + F_{Ax} \cdot l_r = 98 \cdot 46 + 262 \cdot 140 = 41180 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průřezové moduly v ohybu a krutu jsou stejné jako při předchozím zatížení a jsou uvedeny v rovnicích (5.34), (5.35) a (5.36).

Normálové napětí v ohybu kolem osy x:

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{Vx}}{W_{ox}} = \frac{41160}{2100} = 19,6 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

Normálové napětí v ohybu kolem osy y:

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{Vz}}{W_{oz}} = \frac{41180}{980} = 42 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau_{max} = \frac{M_{Vy}}{W_k} = \frac{13524}{1370} = 9,9 \text{ MPa} \quad (5.61)$$

Součtem normálových napětí byl získán maximální ohyb:

$$\sigma_{o_{max}} = \sigma_{ox} + \sigma_{oz} = 19,6 + 42 = 61,6 \text{ MPa} \quad (5.62)$$

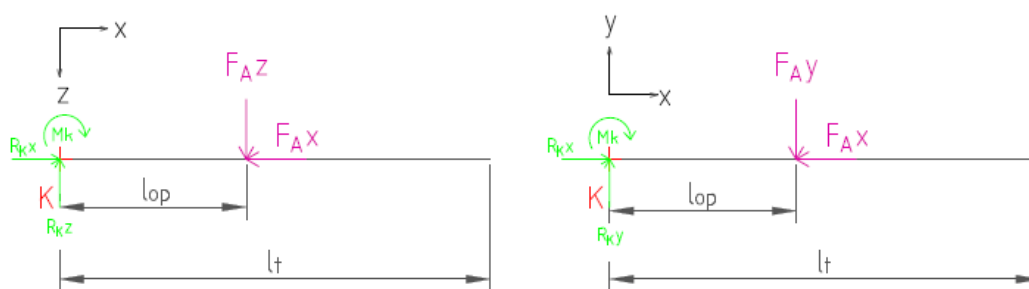
Pomocí HMH hypotézy bylo určeno redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o_{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{61,6^2 + 3 \cdot 9,9^2} = 63,9 \text{ MPa} \quad (5.63)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{63,9} = 4,7 \quad (5.64)$$

Tyčová část zavěšení byla řešena stejně jako u předchozího zatížení – místo spojení s ramenem konzole bylo nahrazeno vetknutím.



Obrázek 5.22 – Uvolnění závěsné části

Rovina XZ:

$$\sum F_x = -F_{Ax} + R_{Kx} = 0 \quad (5.65)$$

$$\sum F_z = F_{Az} - R_{Kz} = 0 \quad (5.66)$$

$$\sum M_{Kxz} = F_{Az} \cdot l_{op} - M_{Kxz} \quad (5.67)$$

Rovina XY:

$$\sum F_x = -F_{Ax} + R_{Kx} = 0 \quad (5.68)$$

$$\sum F_y = R_{Ky} - F_{Ay} = 0 \quad (5.69)$$

$$\sum M_{Kxy} = F_{Ay} \cdot l_{op} - M_{Kxy} = 0 \quad (5.70)$$

Z rovnice (5.45):

$$M_{Kxz} = F_{Az} \cdot l_{op} = 294 \cdot 39 = 11466 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.47):

$$M_{Kxy} = F_{Ay} \cdot l_{op} = 98 \cdot 39 = 3810 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Namáhání na tlak:

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{Ax}}{S} = \frac{F_{Ax}}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}} = \frac{294}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 1,5 \text{ MPa} \quad (5.71)$$

Vzhledem k nízké hodnotě tlakového napětí jsem se rozhodl hodnotu zanedbat, a ve výpočtech již s ní dále nepracuji. Moduly průřezu pro výpočet napětí jsem použil z rovnice (5.48). Normálové napětí v ohybu kolem osy x:

$$\sigma_{oxy} = \frac{M_{Kxy}}{W_{oy}} = \frac{11466}{402,1} = 28,5 \text{ MPa} \quad (5.72)$$

Normálové napětí v ohybu kolem osy z:

$$\sigma_{oxz} = \frac{M_{Kxz}}{W_{oz}} = \frac{3810}{402,1} = 9,5 \text{ MPa} \quad (5.73)$$

Výpočet normálového napětí v ohybu:

$$\sigma_{omax} = \sigma_{oXZ} + \sigma_{oXY} = 28,5 + 9,5 = 38 \text{ MPa} \quad (5.74)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{omax}} = \frac{300}{38} = 7,9 \quad (5.75)$$

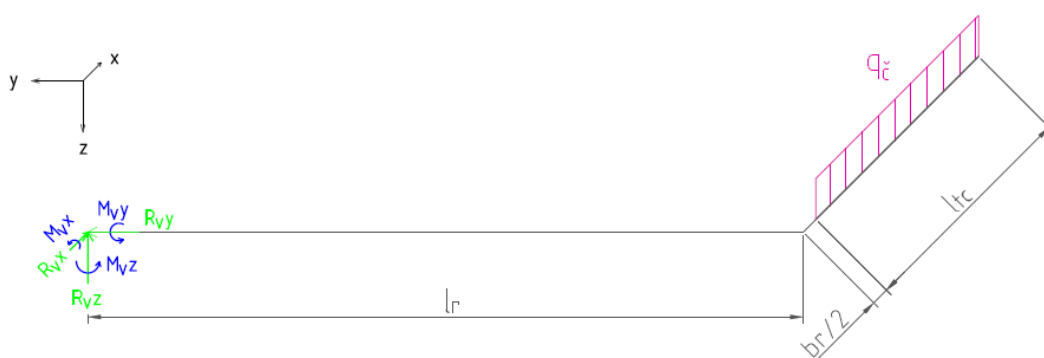
Zatížení při zavěšení člověka

Další namáhání je vyvolané zavěšením člověka na držák. Toto zatížení беру v úvahu vzhledem k tomu, že držák je volně umístěn v železničním voze, a může se tak na něj kdokoli v průběhu jízdy zavěsit. Provedl jsem zjednodušené zatížení vyvozené tíhovou silou v ose z. Referenční hmotnost člověka jsem zvolil jako $m_{\check{c}} = 75 \text{ kg}$. Velikost zatěžující síly jsem poté vypočítal dle rovnice:

$$F_{\check{c}} = 3 \cdot g \cdot m_{\check{c}} = 3 \cdot 9,81 \cdot 75 = 2207 \text{ N} \quad (5.76)$$

Pro výpočet jsem předpokládal, že se člověk zachytí tyčové části, kde dochází k zavěšení kol. Uvažuji uchycení dlaní po celé délce tyče, proto jsem zatěžující sílu rozložil na spojitě zatížení, které je uvedeno na obrázku 5.23 a vypočteno v následující rovnici:

$$q_{\check{c}} = \frac{F_{\check{c}}}{l_{tc}} = \frac{2207}{90} = 24,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (5.77)$$



Obrázek 5.23 – Zatížení držáku člověkem

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = R_{Vx} = 0 \quad (5.78)$$

$$\Sigma F_y = R_{Vy} = 0 \quad (5.79)$$

$$\Sigma F_z = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} - R_{Vz} = 0 \quad (5.80)$$

$$\Sigma M_x = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} \cdot l_r - M_{Vx} = 0 \quad (5.81)$$

$$\Sigma M_y = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} \cdot \left(\frac{l_{tc}}{2} + \frac{b_r}{2} \right) - M_{Vy} = 0 \quad (5.82)$$

$$\Sigma M_z = M_{Vz} = 0 \quad (5.83)$$

Po vyjádření a dosazení mi vyšly reakce:

z rovnice (5.80):

$$R_{Vz} = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} = 24,5 \cdot 90 = 2205 \text{ N}$$

z rovnice (5.81):

$$M_{Vx} = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} \cdot l_r = 24,5 \cdot 90 \cdot 140 = 308700 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Z rovnice (5.82) :

$$M_{Vy} = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} \cdot \left(\frac{l_{tc}}{2} + \frac{b_r}{2} \right) = 24,5 \cdot 90 \cdot \left(\frac{90}{2} + \frac{14}{2} \right) = 114660 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průřezové moduly v ohybu, kolem osy x, a krutu, jsou stejné jako při předchozím zatížení a jsou uvedeny v rovnicích (5.34), a (5.36).

Normálové napětí v ohybu kolem osy x:

$$\sigma_{ox} = \frac{M_{Vx}}{W_{ox}} = \frac{308700}{2100} = 147 \text{ MPa} \quad (5.84)$$

Smykové napětí v krutu:

$$\tau_{max} = \frac{M_{Vy}}{W_k} = \frac{114660}{1370} = 83,7 \text{ MPa} \quad (5.85)$$

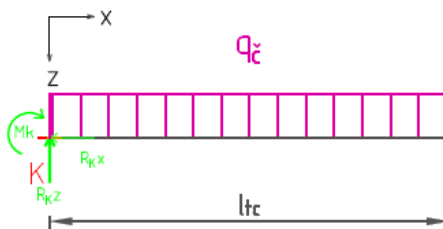
Pomocí HMM hypotézy jsem vypočetl redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ox}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{147^2 + 3 \cdot 83,7^2} = 206,5 \text{ MPa} \quad (5.86)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{206,5} = 1,5 \quad (5.87)$$

Tyčovou část zavěšení, na kterou působí člověk svou dlaní, jsem řešil jako samostatnou úlohu. Vzhledem k tomu, že dochází k zatížení pouze v ose z, provedl jsem výpočet formou rovinné úlohy.



Obrázek 5.24 – Uvolnění závěsné části

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = R_{Kx} = 0 \quad (5.88)$$

$$\sum F_z = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} - R_{Kz} = 0 \quad (5.89)$$

$$\sum M_{Kxz} = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} \cdot \frac{l_{tc}}{2} - M_{Kxz} \quad (5.90)$$

Z rovnice (5.89):

$$R_{Kz} = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} = 24,5 \cdot 90 = 2205 \text{ N}$$

Z rovnice (5.90):

$$M_{Kxz} = q_{\check{c}} \cdot l_{tc} \cdot \frac{l_{tc}}{2} = 24,5 \cdot 90 \cdot \frac{90}{2} = 99225 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Modul v průřezu v ohybu jsem použil z rovnice (5.48), a normálové napětí v ohybu kolem osy x spočetl následovně:

$$\sigma_{oxy} = \frac{M_{Kxy}}{W_{oy}} = \frac{99225}{402,1} = 246,8 \text{ MPa} \quad (5.91)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{246,8} = 1,2 \quad (5.92)$$

Vypočtené hodnoty všech dalších zatížení, které na držák působí (viz tabulka 5.9) jsou uvedeny v příloze B.

Držák pevnostně vyhovuje všem zkoumaným zatížením. Vzhledem k možnosti zavěšení člověka musí být držák pro zavěšení kol předimenzovaný. Vyšší koeficient bezpečnosti při zavěšení kola zároveň zahrnuje případné rázy, které vznikají při zavěšování na držák. Nejnižší koeficient bezpečnosti na rameni držáku, při zavěšení kola, eviduji při namáhání 3g ve směru osy z, a to konkrétně $k_s = 3,4$. Na tyčové části, která byla řešena samostatně, je nejmenší koeficient bezpečnosti při zatížení kola $k_s = 2,6$. Dá se předpokládat, že tato bezpečnost bude ve skutečnosti větší, neboť část tohoto zatížení bude odebírat rameno konzoly. Nejvyšší koeficienty jsou dle očekávání při zavěšení člověka na držák. Na rameni se koeficient bezpečnosti pohybuje na hodnotě 1,5 a na tyčové části má hodnotu 1,2. Norma ČSN EN 12663-1, podle které byly výpočty tíhových sil provedeny, uvádí minimální hodnotu bezpečnosti $k_s \geq 1,15$. Pro splnění podmínky pevnosti jsem porovnal nejmenší vypočtenou bezpečnost s dovolenou bezpečností:

$$k_s \geq 1,15 \quad (5.93)$$

$$1,2 \geq 1,15$$

Podmínka pevnosti byla úspěšně splněna.

5.3 Metoda konečných prvků – MKP

Materiál

Konstrukce celého držáku i bočnice je provedena z oceli 11 375. Vlastnosti materiálu, které ovlivňují napětíovou a deformační analýzu jsou vypsány v tabulce.

Tabulka 5.11 – Parametry ovlivňující simulaci

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Youngův modul pružnosti	E	210	GPa
Poissonova konstanta	μ	0,3	-
Měrná hmotnost	ρ	7850	kg·m ⁻³
Mez kluzu	R_e	300	MPa

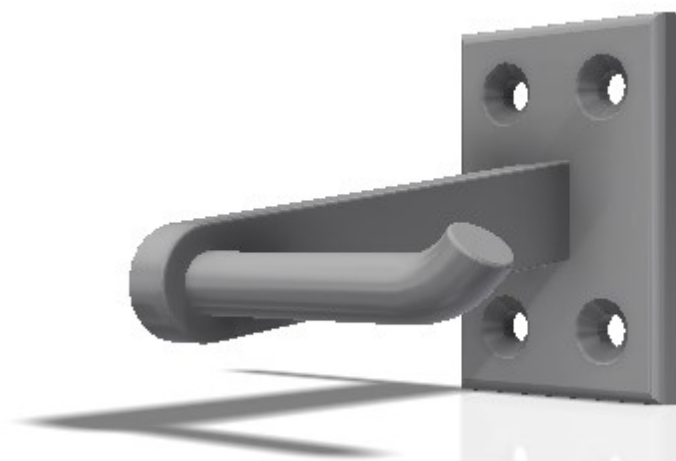
Youngův modul pružnosti definuje pružnou vlastnost materiálu ve směru vektoru zatížení. Přidá-li se k němu ještě Poissonovo číslo udávající poměr poměrných deformací ve dvou vzájemně kolmých směrech, lze poté sledovat deformace ve všech třech směrech – x, y, z. Měrná hmotnost materiálu ovlivňuje silový účinek hmotného tělesa. Mez kluzu materiálu poté slouží k porovnání výsledných hodnot napětí z analýzy.

1) Model držáku

Provedl jsem napětíovou a deformační analýzu na 3D modelu držáku. Analýzu jsem postupně provedl pro všechny způsoby namáhání. Uvedl jsem zde pouze dvě největší zatížení držáku, jedno při zatížení kolem, a druhé při zatížení člověkem. Zbylé výsledné hodnoty MKP analýzy jsou uvedeny v příloze C.

Vytvoření virtuálního modelu

Virtuální model držáku pro zavěšení jízdních kol jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor 2019.

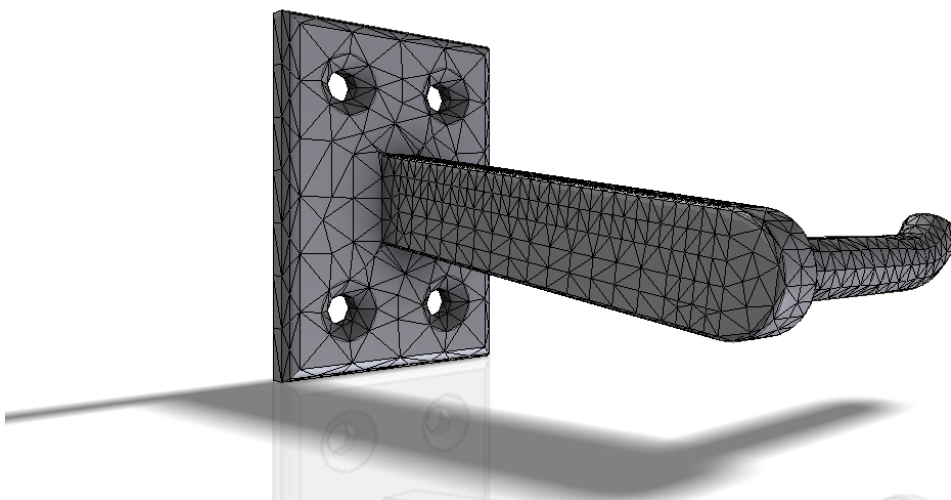


Obrázek 5.25 – Virtuální 3D model držáku

Nastavení sítě

Nastavení sítě ovlivňuje přesnost provedené analýzy MKP. Pro zpřesnění výsledků jsem zjemnil síť v předpokládaných místech s největší deformací, a to konkrétně na závěsné tyči a na rameni konzoly. Na následujícím obrázku je vyobrazeno nastavení sítě konečných prvků na modelu držáku.

Uzly:11808
Prvky:6597



Obrázek 5.26 – Zobrazení sítě na modelu

Definované okrajové podmínky v MKP

Vazby

Na 3D model držáku jsem definoval čtyři vazby zamezující pohyb. Vazby jsem použil do míst, kde dochází k uchycení držáku ke skřini pomocí šroubových spojů. Konkrétně jsem použil „vazby svorky“ na válcové plochy děr. Vazby jsem nastavil tak, aby zamezily pohybu

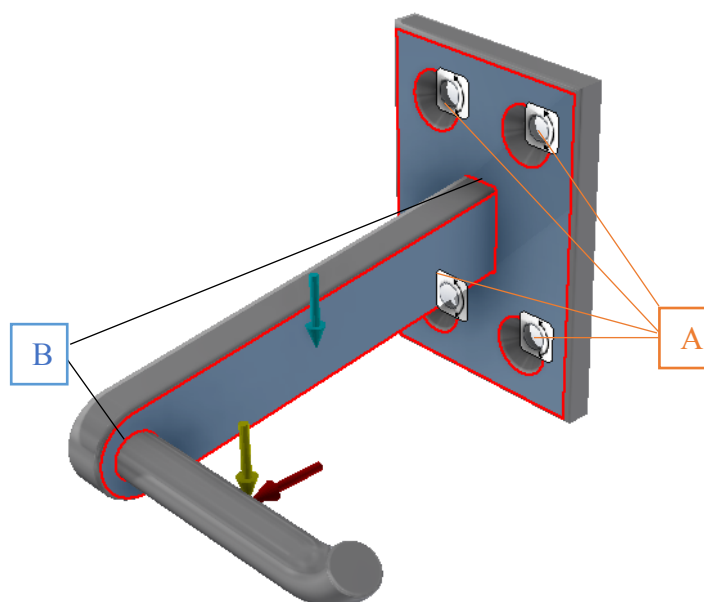
válcových ploch v radiálním a axiálním směru, což simuluje chování šroubových spojů. Vazby jsou na obrázku 5.27 zaznačeny písmenem A.

Dotyky

Pro definování vztahů mezi jednotlivými částmi držáku jsem použil dotyky přenášející zatížení mezi jednotlivými částmi. Dotyky také ovlivňují možnost vzájemného pohybu. V místě, kde je připevněna závěsná tyč svarovým spojem k rameni konzoly jsem použil vázaný dotyk spojující dotykové plochy pevně k sobě. Stejný dotyk jsem vzhledem k svarovému spojení použil i na plochy, kterými se spojují rameno konzoly s jeho základnou. Dotyky jsem na obrázku 5.27 zaznačil písmenem B.

Zatížení

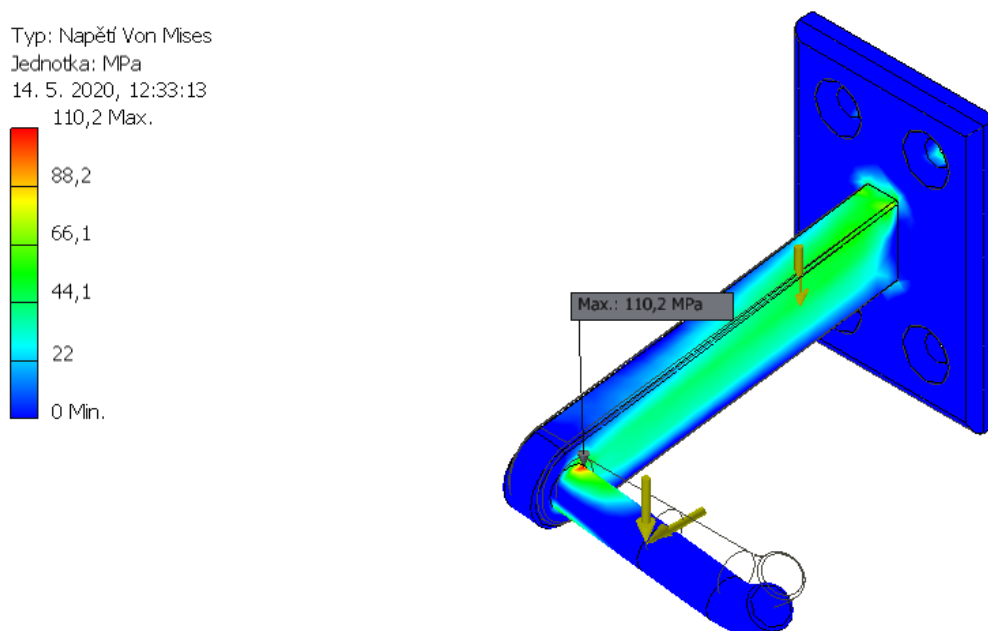
Zatížení je podmínka, která se pro každou úlohu mění dle tabulky 5.9. Pro příklad uvedu první zatížení, a to konkrétně 3g ve směru osy z. Při tomhle zatížení působí na držák síla F_{Az} o velikosti 883 N, která je na obrázku 5.27 zaznačena žlutou barvou, a síla F_{Ay} o velikosti 294 N, jež je na obrázku zaznačena červenou barvou. Síly jsou umístěny do vzdálenosti $l_{op} = 39$ mm od kraje ramena konzoly. Dále je držák zatížen gravitací o velikosti 3g ve směru osy z. Gravitační zrychlení je umístěno v těžišti modelu, jež určil program Autodesk Inventor 2019.



Obrázek 5.27 – Okrajové podmínky na modelu

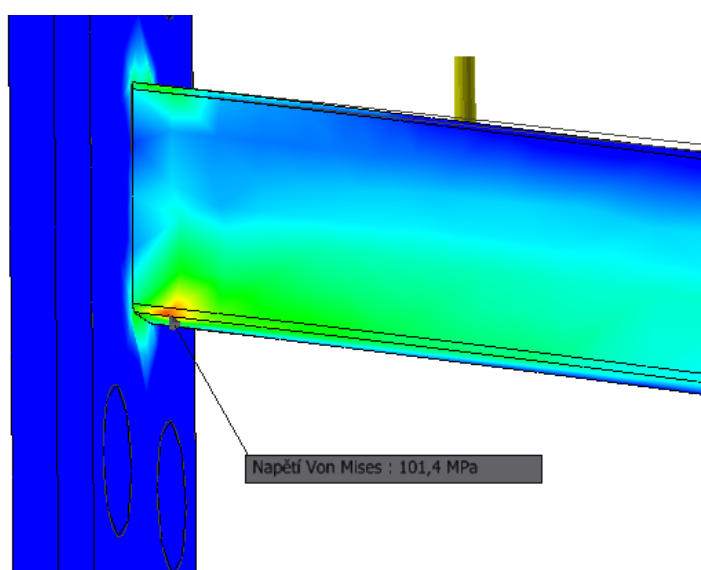
a) Vyhodnocení MKP analýzy (zatížení 3g v ose z)

Následující obrázek znázorňuje rozložení napětí, které vzniká pod vlivem zadaného zatížení. Autodesk Inventor využívá hypotézu teorie pevnosti podle HMM. Nejkritičtější místo, kde hodnota napětí dosahuje hodnoty přibližně 110 MPa, se nachází na tyčové části držáku v místě, kde dochází ke spojení s ramenem držáku.

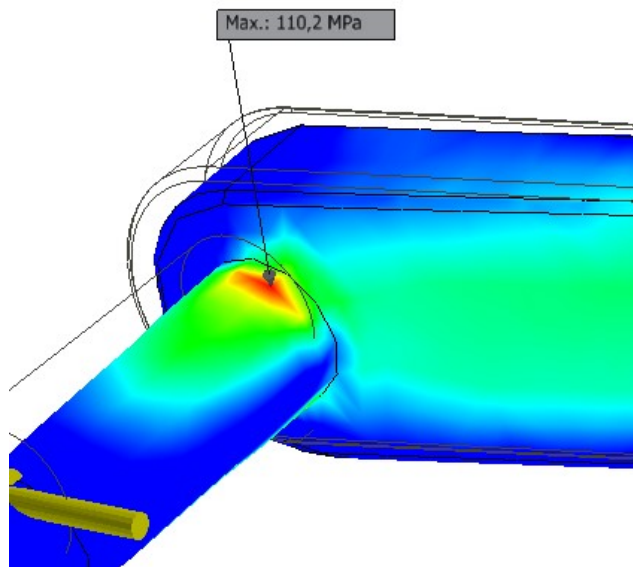


Obrázek 5.28 – Rozložení napětí na modelu

Druhým kritickým místem, kde se nachází největší napětí, je konec ramena, který se připojuje k základně konzoly. Na tomto místě se velikost napětí pohybuje kolem 101 MPa. Místa s největším napětím jsem v detailu zobrazil na následujících obrázcích.



Obrázek 5.29 – Kritické místo na rameni držáku



Obrázek 5.30 – Kritické místo na závěsné tyči

Zjištěné maximální napětí v kritických místech jsem porovnal s napětími, která jsem vypočetl pomocí analytické metody. Pro odlišení napětí uvádím v následující rovnici u redukovaného napětí získaného z MKP analýzy index HMH. Pro kritické místo na závěsné tyči (rovnice (5.51)) je porovnání následující:

$$\sigma_{HMH} \cong \sigma_{red} \quad (5.94)$$

$$110,2 \text{ MPa} \cong 114,1 \text{ MPa}$$

a pro kritické místo na rameni konzoly (dosazením z rovnice (5.42)):

$$101,4 \text{ MPa} \cong 89 \text{ MPa}$$

Porovnávané hodnoty napětí v kritických místech držáku jsou si přibližně rovny. Odchytky mezi jednotlivými metodami mohly vzniknout z následujících důvodů. Prvním důvodem je zjednodušení, která se při výpočtech analytickou metodou využívala. Dalším důvodem vzniku odchýlení mohou být nepřesnosti vzniklé zaokrouhlováním.

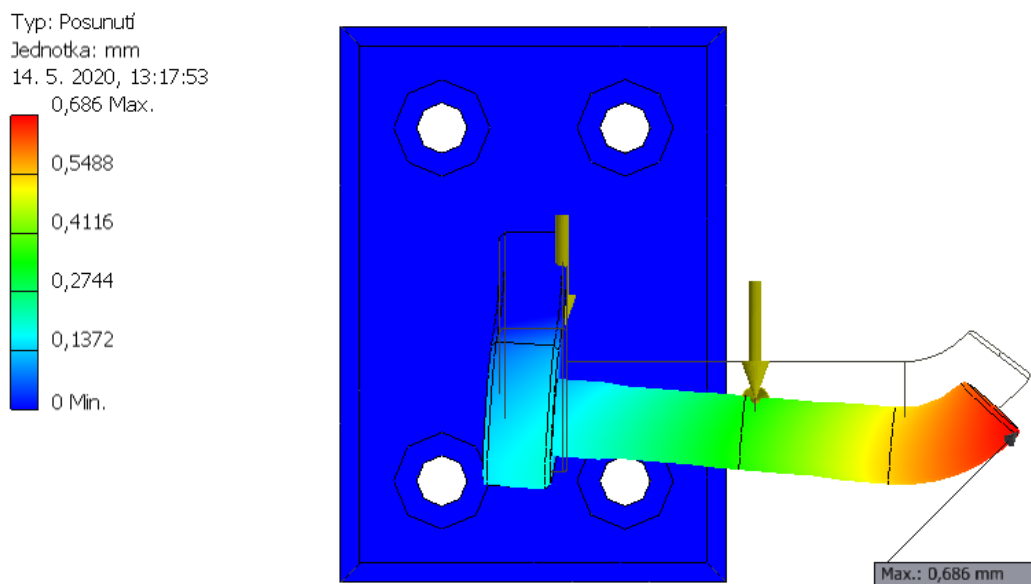
Největší hodnotu napětí z napěťové analýzy jsem porovnal s mezí kluzu materiálu pro zjištění součinitele bezpečnosti:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{HMH}} = \frac{300}{110,2} = 2,7 \quad (5.95)$$

$$2,7 \geq 1,15$$

Výsledný koeficient bezpečnosti vyhovuje minimální dovolené bezpečnosti udávané normou. Navržený model tudíž odolá zadaným zatížením.

Na následujícím obrázku je vyobrazeno, jak se držák bude deformovat vůči jeho uchycení. Největší deformace nastává na konci závěsné tyče, kde dochází k posunutí přibližně o 0,7 mm. Deformace o takové velikosti nám neovlivní funkčnost držáku, jedná se o zanedbatelnou velikost posunutí.

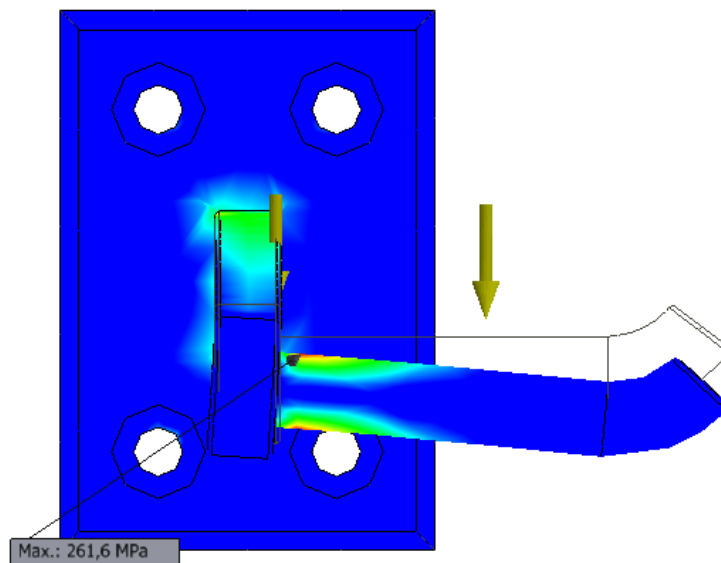
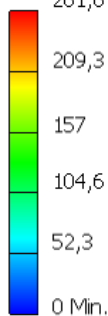


Obrázek 5.31 – Zobrazení deformace

b) Vyhodnocení MKP analýzy (zatížení člověkem)

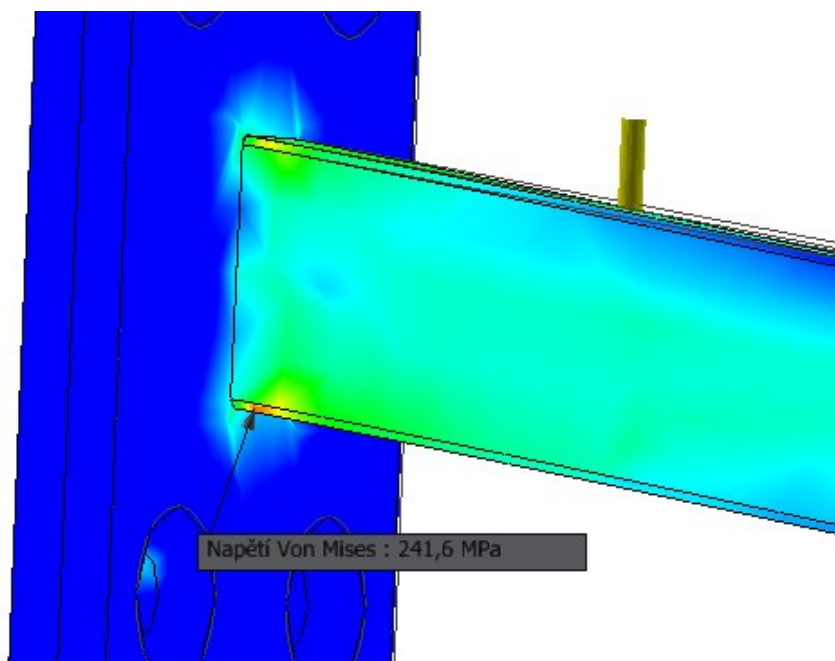
Druhá napěťová a deformační analýza má zadány stejné okrajové podmínky kromě zatížení. Model držáku je zatížen silou F_c o velikosti 2207 N, která je vzdálena o $\frac{l_t}{2} = 45$ mm od kraje ramene. Dalším zatížením je gravitace o velikosti 3g umístěna do těžiště držáku. Zatížení je vyobrazeno obrázku 5.32 společně s průběhem napětí.

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
14. 5. 2020, 13:55:09
261,6 Max.

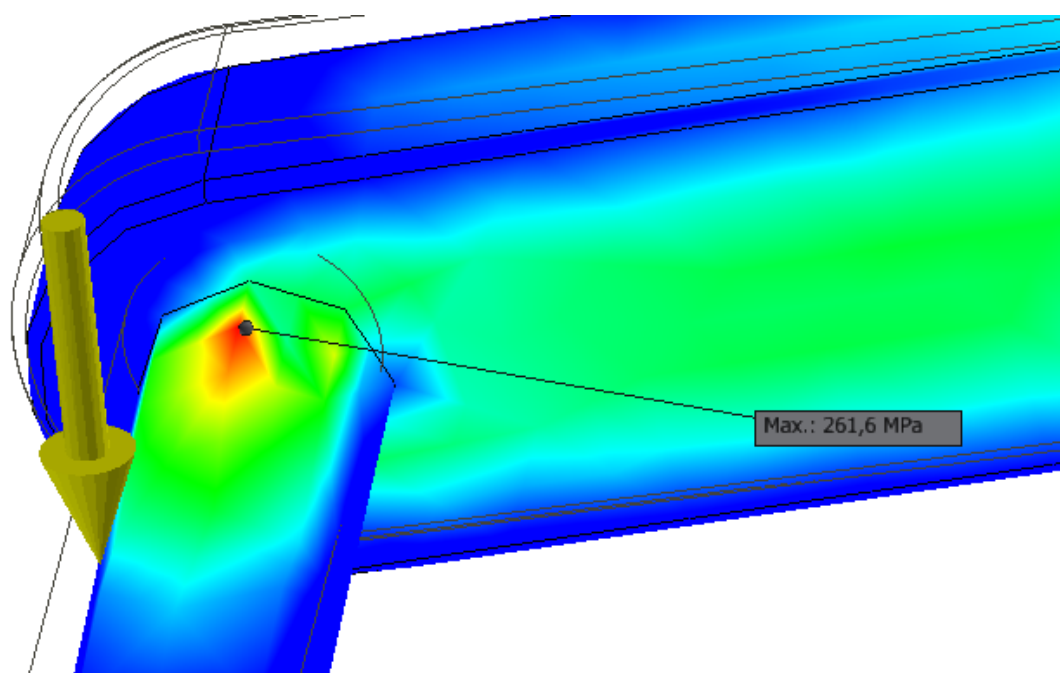


Obrázek 5.32 – Rozložení napětí při zatížení člověkem

Místo s největším napětím se i v tomto případě nachází na závěsné tyči blízko spojení s ramenem. Při použitém zatížení 2207 N dosahuje maximální napětí hodnoty 261,6 MPa. V druhém kritickém místě, část ramene u připojení k základně, se napětí pohybuje kolem hodnoty 241 MPa. Detaily s kritickými místy jsou vyobrazeny na následujících obrázcích.



Obrázek 5.33 – Kritické místo na rameni konzoly



Obrázek 5.34 – Místo s maximálním napětím

Vložením jednotlivých výsledných napětí do rovnice (5.94) jsem opět porovnal hodnoty získané z MKP napěťové analýzy s analytickým výpočtem. Pro kritické místo na rameni (rovnice (5.86)):

$$241,6 \text{ MPa} \cong 206,5 \text{ MPa}$$

a pro kritické místo na závěsném háku (rovnice ((5.91)):

$$261,6 \text{ MPa} \cong 246,8 \text{ MPa}$$

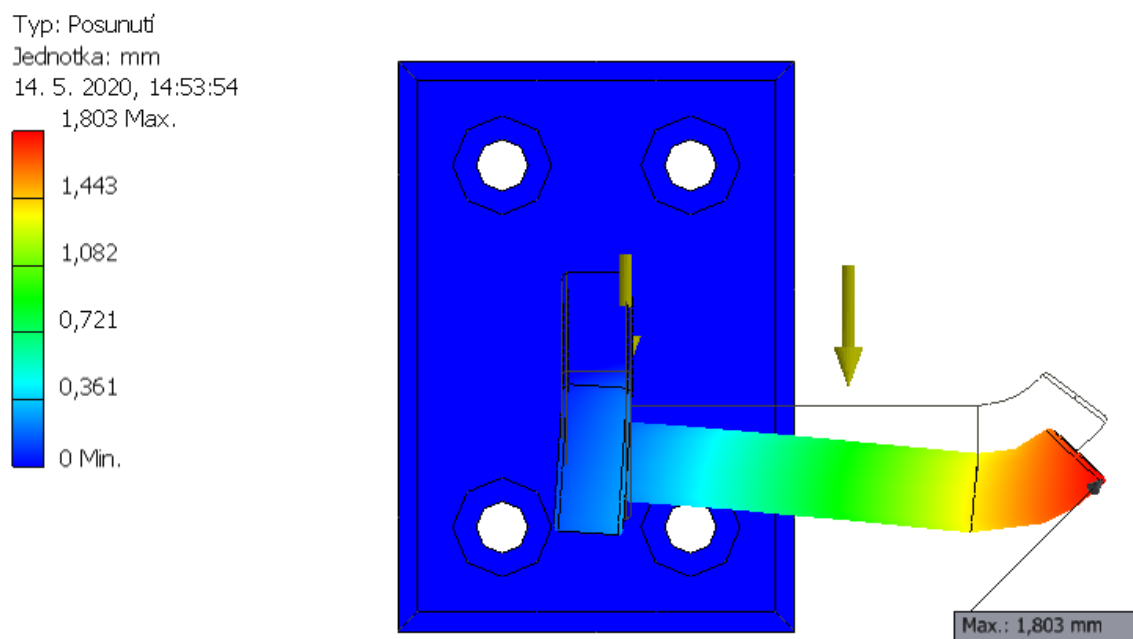
Hodnoty napětí z jednotlivých metod jsou si vcelku podobné. Rozdíly mezi hodnotami mohou být způsobené důvody, které jsou popsány u předchozí analýzy. Výpočet součinitele bezpečnosti podle maximální hodnoty získané v napěťové analýze:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{HMH}} = \frac{300}{261,6} = 1,15 \quad (5.96)$$

$$1,15 \geq 1,15$$

Vypočtený součinitel bezpečnosti z napěťové analýzy je přesně na mezi bezpečnosti. Vzhledem k tomu, že uvažuji zavěšení člověka jako kritický stav, ke kterému by nemělo docházet, je tato velikost součinitele bezpečnosti dostačující.

Na obrázku 5.35 je vyobrazeno rozložení deformací. Největší deformace se nacházejí na volném konci závěsné tyče. Hodnoty posunutí dosahují velikosti 1,8 mm. Tyto hodnoty jsou oproti zatížení kolem o dost markantnější, ovšem na funkčnost držáku nemají vliv.



Obrázek 5.35 – Deformace na modelu držáku při zatížení člověkem

2) Model bočnice

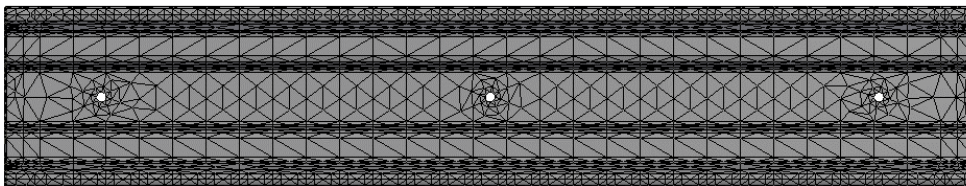
Model bočnice jsem taktéž vymodeloval v programu Autodesk Inventor 2019.



Obrázek 5.36 – 3D model bočnice

Nastavení sítě

Nastavení sítě na modelu bočnice jsem vyobrazil na obrázku 5.37.



Obrázek 5.37 – Rozprostření sítě na modelu

Definované okrajové podmínky v MKP

Vazby

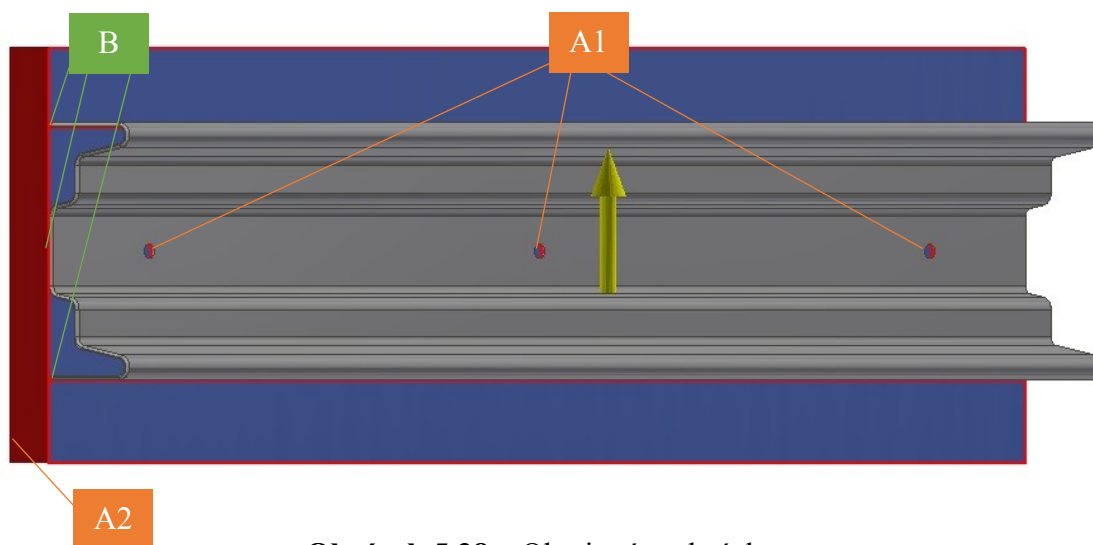
Na 3D model bočnice jsem definoval tři vazby svorky zamezující pohyb v radiálním a axiálním směru, a jednu pevnou vazbu jsem definoval na pomocném 3D modelu stěny. Vazby svorky jsou na obrázku 5.38 zaznačeny jako A1, a pevná vazba jako A2.

Dotyky

Dotyky jsem použil mezi modelem bočnice a pomocným modelem stěny. Využil jsem dotyky separace umožňující dotykové plochy od sebe oddělit v případě posunu. Dotyky jsem na obrázku 5.38 zaznačil písmenem B.

Zatížení

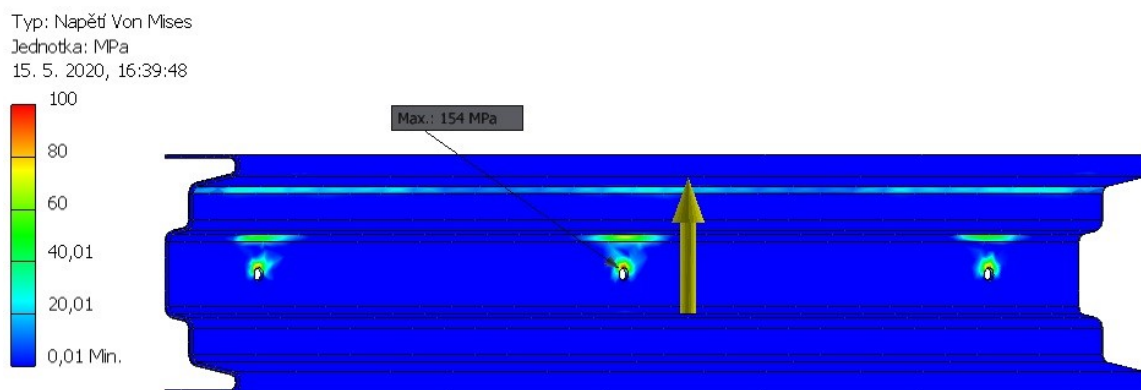
Bočnici jsem zatížil největší silou vznikající v ose x při zatížení 3g. Jedná se o sílu F_{Bx} o velikosti 621 N. Síla může působit v kterémkoliv místě v závislosti na velikosti kola a šířce jeho plášťů. Předpokládám nejhorší variantu, tedy působení síly na okraji nejvyšší části.



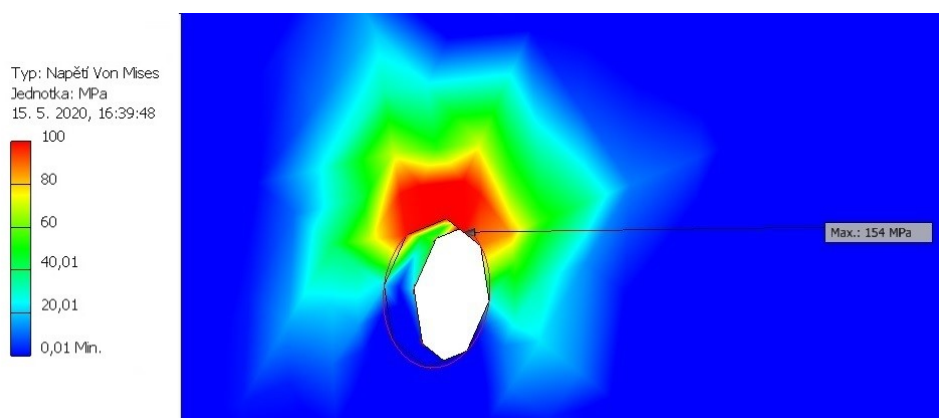
Obrázek 5.38 – Okrajové podmínky

Vyhodnocení MKP analýzy bočnice

Na následujícím obrátku je vyznačen průběh napětí. Místo s největším napětím se nachází u díry pro šroub. Hodnota maximálního napětí je 154 MPa. Další místa s větším napětím se nacházejí v místech ohybu plechu. Pro lepší zviditelnění jsem upravil stupnici napětí.



Obrázek 5.39 – Rozložení napětí na modelu bočnice



Obrázek 5.40 – Detail napětí u díry

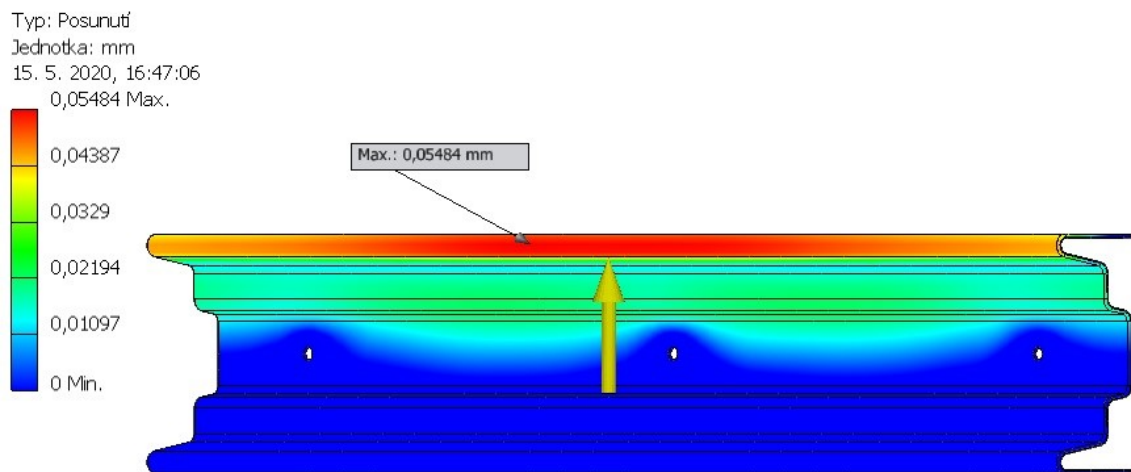
Největší hodnotu napětí z napěťové analýzy jsem porovnal s mezí kluzu materiálu pro zjištění součinitele bezpečnosti:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{300}{154} = 1,9 \quad (5.97)$$

$$1,9 \geq 1,15$$

Výsledný koeficient bezpečnosti vyhovuje minimální dovolené bezpečnosti udávané normou.

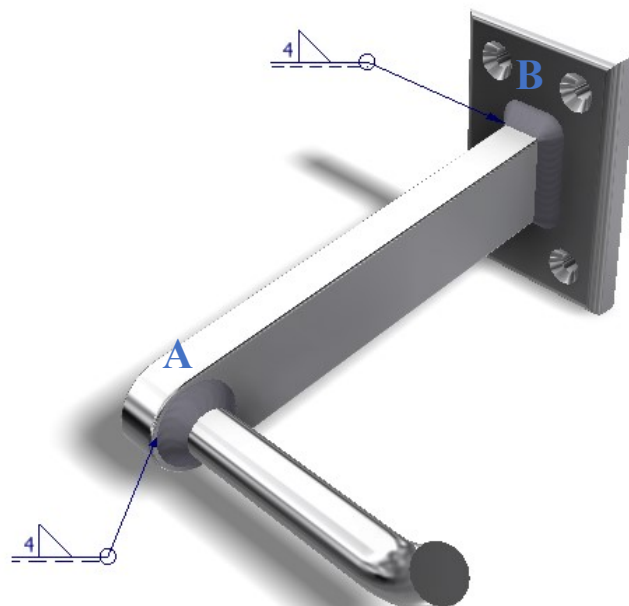
Největší deformace nastává na posledním ohybu plechu v místě zatížení. Maximální deformace mají hodnotu 0,05 mm, což je zanedbatelné hodnota.



Obrázek 5.41 – Deformace na modelu bočnice

5.4 Kontrola svarových spojů

Na sestavě držáku jsem použil dva svary. První připojuje závěsnou tyč k ramenu, a druhý slouží ke spojení ramena se základnou. Využil jsem koutových obvodových svarů o výšce svaru $a = 4$ mm. Pro přehlednost jsem svary zaznačil na obrázku 5.42 v místech A, B.



Obrázek 5.42 – Umístění svarů

Velikost výšky použitého svaru jsem navrhl podle minimální doporučené tloušťky koutového svaru dle ČSN 05 0120:

Tabulka 5.12 – Doporučená tloušťka koutového svaru ^[40]

Nejtlustší svařovaná část [mm]		Minimální tloušťka koutového svaru t_s [mm] při spojení s ocelí s pevností	
nad	do	363 a 412 MPa	510 MPa
-	10	4	6
10	20	6	8
20	30	8	10
30	50	10	12
50		12	14

Kontrolu jsem prováděl v nosném průřezu svaru, což je kritické místo svaru, neboť ze všech možných průřezů disponuje nejmenší plochou. U koutových svarů se uvažuje nosný průřez jako výška svarového trojúhelníka a . Výšku koutového svaru o tloušťce $t_s = 6$ mm jsem zaokrouhlil na celé číslo. Výpočet proběhl podle následujícího vzorce:

$$a = 0,7 \cdot t_s = 0,7 \cdot 6 = 4,2 \doteq 4 \text{ mm} \quad (5.98)$$

Skutečná tloušťka uvažovaného koutového svaru je poté:

$$t_s = \frac{a}{0,7} = \frac{4}{0,7} = 5,7 \text{ mm} \quad (5.99)$$

Součinitel tloušťky koutového svaru β_s , který je potřebný pro výpočet bezpečnosti svaru, jsem vypočetl pro tloušťku svaru menší než 10 mm podle následující rovnice:

$$\beta_s = 1,3 - 0,03 \cdot t_s = 1,3 - 0,03 \cdot 5,7 = 1,13 \quad (5.100)$$

Převodní součinitelé koutových svarů k_3 a k_4 jsou závislé na použité technologii svařování a použitém přídavném materiálu. Přídavný materiál použitý pro svařování musí mít obdobné chemické složení jako základní materiál, a zároveň nesmí mít mechanické vlastnosti nižší ani extrémně vyšší. Uvažuji proto svařování elektrickým obloukem s přídavným materiálem o stejné pevnosti jako použitý základní materiál 11 375. Pro tuto kombinaci jsou nejnížší převodní součinitelé koutových svarů. Součinitele jsem uvedl do následující tabulky.

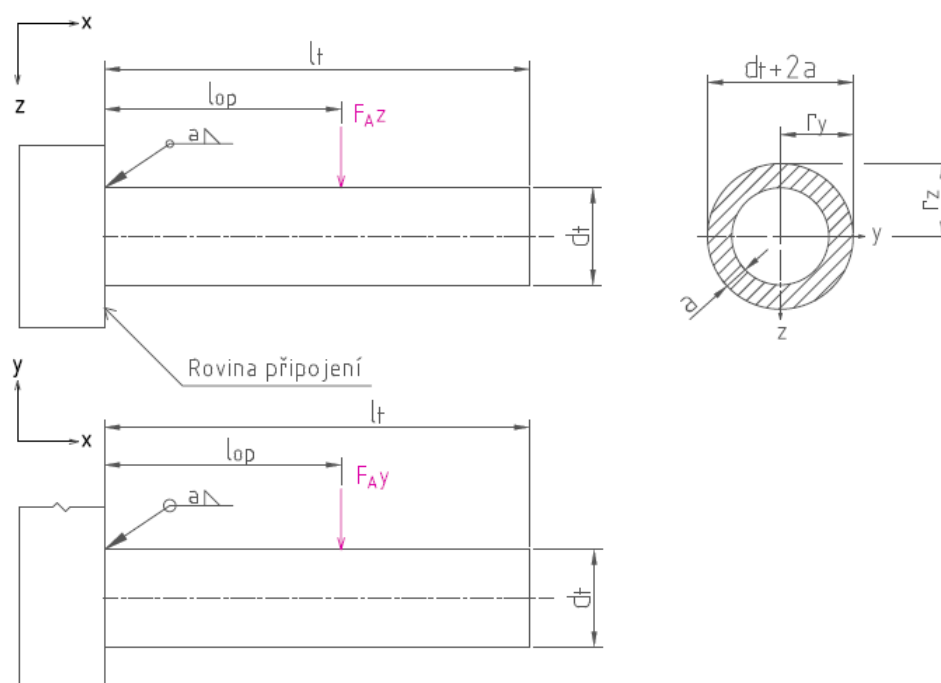
Tabulka 5.13 – Nejmenší hodnoty převodních součinitelů koutových svarů ^[42]

Druh namáhání	Součinitel	Hodnota
čelní	k_3	0,75
boční	k_4	0,65

Kontrola svaru A

a) Zatížení 3·g v ose z

Na následujícím obrázku jsem zakreslil nosný průřez svaru sklopený do roviny připojení. Na obrázku jsou také vyznačeny zatěžující síly ze zrychlení.



Obrázek 5.43 – Sklopený nosný průřez svaru do roviny připojení

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na smyk vyvozené silou F_{Az} :

$$\tau_{||}^{F_{Az}} = \frac{F_{Az}}{A_w} = \frac{F_{Az}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d_t + 2 \cdot a)^2 - d_t^2]} \quad (5.101)$$

kde A_w – nosná plocha průřezu svaru.

$$\tau_{||}^{F_{Az}} = \frac{883}{\frac{\pi}{4} \cdot [(16 + 2 \cdot 4)^2 - 16^2]} = 3,5 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na smyk vyvozené silou F_{Ay} :

$$\tau_{||}^{F_{Ay}} = \frac{F_{Ay}}{A_w} = \frac{F_{Ay}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d_t + 2 \cdot a)^2 - d_t^2]} \quad (5.102)$$

$$\tau_{||}^{F_{Ay}} = \frac{294}{\frac{\pi}{4} \cdot [(16 + 2 \cdot 4)^2 - 16^2]} = 1,2 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého smykového napětí vyvozené ohybem od síly F_{Az} :

$$\tau_{\perp}^{Mo1} = \frac{F_{Az} \cdot l_{op}}{\frac{I_{wy}}{r_z}} = \frac{F_{Az} \cdot l_{op} \cdot \left(\frac{d_t}{2} + a\right)}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d_t + 2 \cdot a)^4 - d_t^4]} \quad (5.103)$$

kde I_{wy} – kvadratický moment průřezu svaru vůči ose y,

r_z – vzdálenost krajního vlákna od osy y.

$$\tau_{\perp}^{Mo1} = \frac{883 \cdot 39 \cdot \left(\frac{16}{2} + 4\right)}{\frac{\pi}{64} \cdot [(16 + 2 \cdot 4)^4 - 16^4]} = 31,6 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na ohyb vyvozené silou F_{Ay} :

$$\tau_{\perp}^{Mo2} = \frac{F_{Ay} \cdot l_{op}}{\frac{I_{wz}}{r_y}} = \frac{F_{Ay} \cdot l_{op} \cdot \left(\frac{d_t}{2} + a\right)}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d_t + 2 \cdot a)^4 - d_t^4]} \quad (5.104)$$

kde I_{wz} – kvadratický moment průřezu svaru vůči ose z,

r_y – vzdálenost krajního vlákna od osy z.

$$\tau_{\perp}^{Mo2} = \frac{294 \cdot 39 \cdot \left(\frac{16}{2} + 4\right)}{\frac{\pi}{64} \cdot [(16 + 2 \cdot 4)^4 - 16^4]} = 10,5 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí v nejvíce namáhaném vlákně svaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{||}^{F_{Az}}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{||}^{F_{Ay}}}{k_4}\right)^2} \quad (5.105)$$

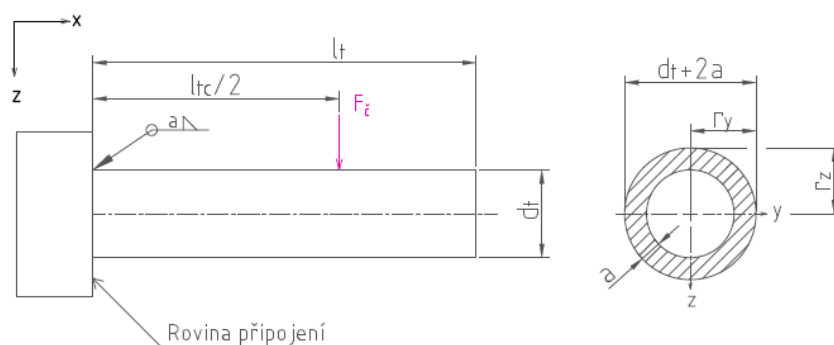
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{31,6}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{10,5}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{3,5}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{1,2}{0,65}\right)^2} = 44,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost svaru:

$$k_s = \beta_s \cdot \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 1,13 \cdot \frac{300}{44,8} = 7,1 \quad (5.106)$$

b) Zatížení při zavěšení člověka

Při zatěžování svaru od zavěšení člověka očekávám největší namáhání svarového spoje.



Obrázek 5.44 – Sklopený nosný průřez svaru do roviny připojení

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na smyk vyvozené silou F_z :

$$\tau_{||}^{F_z} = \frac{F_z}{A_w} = \frac{F_z}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d_t + 2 \cdot a)^2 - d_t^2]} \quad (5.107)$$

$$\tau_{||}^{F_z} = \frac{2207}{\frac{\pi}{4} \cdot [(16 + 2 \cdot 4)^2 - 16^2]} = 8,8 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na ohyb vyvozené silou F_z :

$$\tau_{\perp}^{M_{o1}} = \frac{F_z \cdot \frac{l_{tc}}{2}}{\frac{I_{wy}}{r_z}} = \frac{F_z \cdot \frac{l_{tc}}{2} \cdot \left(\frac{d_t}{2} + a\right)}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d_t + 2 \cdot a)^4 - d_t^4]} \quad (5.108)$$

$$\tau_{\perp}^{M_{o1}} = \frac{2207 \cdot 45 \cdot \left(\frac{16}{2} + 4\right)}{\frac{\pi}{64} \cdot [(16 + 2 \cdot 4)^4 - 16^4]} = 91,2 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí v nejvíce namáhaném vlákne svaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_{o1}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{||}^{F_{AZ}}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{91,2}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{8,8}{0,65}\right)^2} = 122,4 \text{ MPa} \quad (5.109)$$

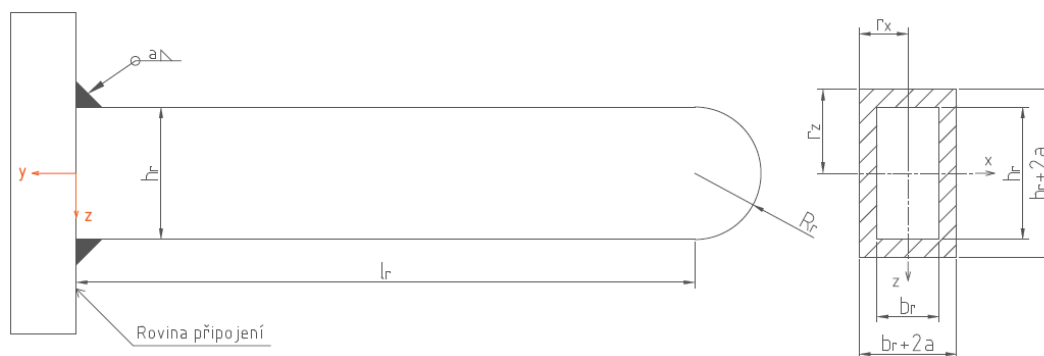
Bezpečnost svaru:

$$k_s = \beta_s \cdot \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 1,13 \cdot \frac{300}{122,4} = 2,8 \quad (5.110)$$

Koutový obvodový svar A má při největším namáhání bezpečnost $k_s = 2,8$, která je dostačující. Kontrola pevnosti svaru byla za těchto podmínek úspěšně provedena.

Kontrola svaru B

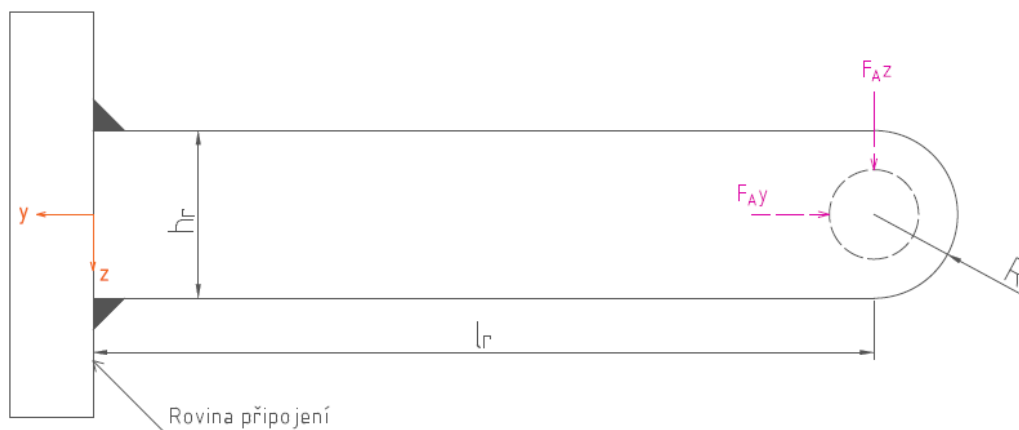
Kontrolu svaru B jsem provedl s využitím zjednodušení. Místo sklopeného ramena uvažuji při výpočtech kolmé rameno k základové desce konzoly. Na následujícím obrázku je vykresleno sklopení průřezu svaru do roviny připojení.



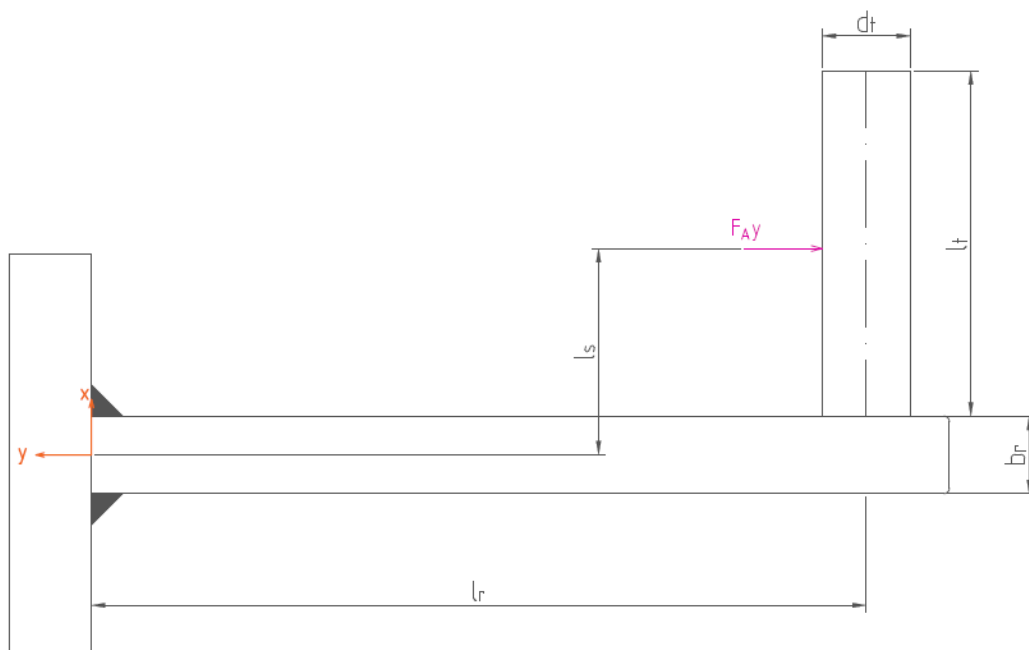
Obrázek 5.45 – Sklopení průřezu svaru B do roviny připojení

a) Zatížení $3 \cdot g$ v ose z

Na obrázcích 5.46 a 5.47 jsem vyobrazil zatěžující síly v jednotlivých rovinách. Tyto síly namáhají svar B.



Obrázek 5.46 – Zatěžující síly na svar B v rovině YZ



Obrázek 5.47 – Zatěžující síly na svar B v rovině YX

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na smyk vyvozené silou F_{Az} :

$$\tau_{\parallel}^{F_{Az}} = \frac{F_{Az}}{A_w} = \frac{F_{Az}}{2 \cdot a \cdot (h_r + b_r)} \quad (5.111)$$

$$\tau_{\parallel}^{F_{Az}} = \frac{883}{2 \cdot 4 \cdot (30 + 14)} = 2,5 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na tah vyvozené silou F_{Ay} :

$$\tau_{\perp}^{F_{Ay}} = \frac{F_{Ay}}{A_w} = \frac{F_{Ay}}{2 \cdot a \cdot (h_r + b_r)} \quad (5.112)$$

$$\tau_{\perp}^{F_{Ay}} = \frac{294}{2 \cdot 4 \cdot (30 + 14)} = 0,8 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na ohyb vyvozené silou F_{Az} :

$$\tau_{\perp}^{M_{o1}} = \frac{F_{Az} \cdot l_r}{\frac{I_{wx}}{r_z}} = \frac{F_{Az} \cdot l_r \cdot \left(\frac{h_r}{2} + a\right)}{\frac{a \cdot h_r^3}{6} + \frac{b_r \cdot ((h_r + 2 \cdot a)^3 - h_r^3)}{12}} \quad (5.113)$$

$$\tau_{\perp}^{M_{o1}} = \frac{883 \cdot 140 \cdot \left(\frac{30}{2} + 4\right)}{\frac{4 \cdot 30^3}{6} + \frac{14 \cdot ((30 + 2 \cdot 4)^3 - 30^3)}{12}} = 46,5 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na ohyb vyvozené silou F_{Ay} :

$$\tau_{\perp}^{Mo2} = \frac{F_{Ay} \cdot l_s}{\frac{I_{WZ}}{r_x}} = \frac{F_{Ay} \cdot l_s \cdot \left(\frac{b_r}{2} + a\right)}{\frac{a \cdot b_r^3}{6} + \frac{h_r \cdot ((b_r + 2 \cdot a)^3 - b^3)}{12}} \quad (5.114)$$

kde r_x – vzdálenost krajního vlákna od osy z (ve směru x).

$$\tau_{\perp}^{Mo2} = \frac{294 \cdot 46 \cdot \left(\frac{14}{2} + 4\right)}{\frac{4 \cdot 14^3}{6} + \frac{30 \cdot ((14 + 2 \cdot 4)^3 - 14^3)}{12}} = 6,9 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na krut vyvozené silou F_{Az} u čelních svarů:

$$\tau_{\perp}^K = \frac{F_{Az} \cdot l_s \cdot r_z}{J_p} = \frac{F_{Az} \cdot l_s \cdot r_z}{I_{Wx} + I_{Wz}} \quad (5.115)$$

kde J_p – polární kvadratický moment průřezu svaru.

$$\tau_{\perp}^K = \frac{883 \cdot 46 \cdot 19}{50517 + 21589} = 10,7 \text{ MPa}$$

u bočních svarů:

$$\tau_{\parallel}^K = \frac{F_{Az} \cdot l_s \cdot r_y}{J_p} = \frac{F_{Az} \cdot l_s \cdot r_y}{I_{Wx} + I_{Wz}} \quad (5.116)$$

$$\tau_{\parallel}^K = \frac{883 \cdot 46 \cdot 11}{50517 + 21589} = 6,2 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí v nejvíce namáhaném vlákně svaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{FAZ}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{FAy}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^K}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^K}{k_3}\right)^2} \quad (5.117)$$

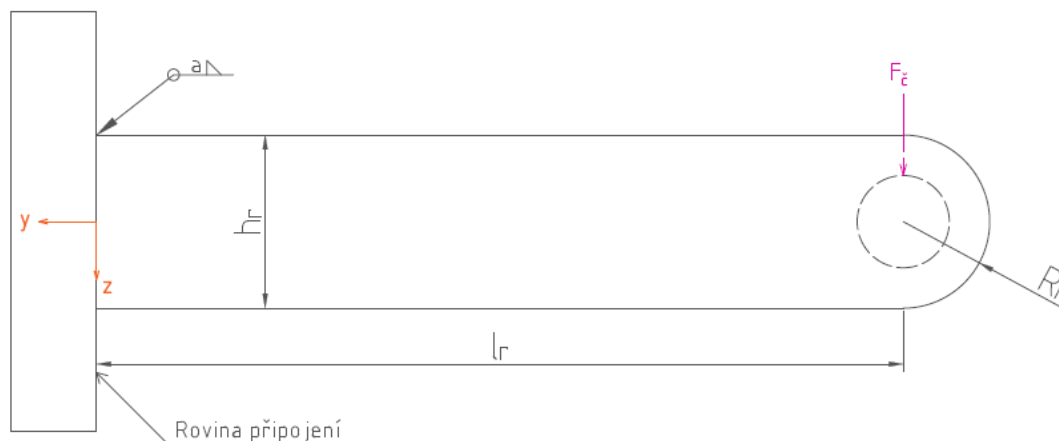
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{46,5}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{6,9}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,5}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{0,8}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{6,2}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{10,7}{0,75}\right)^2} = 65,1 \text{ MPa}$$

Bezpečnost svaru:

$$k_s = \beta_s \cdot \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 1,13 \cdot \frac{300}{65,1} = 5,2 \quad (5.118)$$

b) Zatížení při zavěšení člověka

Největší namáhání svaru je vyvoláno zavěšením člověka.



Obrázek 5.48 – Zatížení svaru B od zavěšení člověka

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na smyk vyvozené silou $F_{\check{c}}$:

$$\tau_{\parallel}^{F_{\check{c}}} = \frac{F_{\check{c}}}{A_w} = \frac{F_{\check{c}}}{2 \cdot a \cdot (h_r + b_r)} \quad (5.119)$$

$$\tau_{\parallel}^{F_{\check{c}}} = \frac{2207}{2 \cdot 4 \cdot (30 + 14)} = 6,3 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na ohyb vyvozené silou $F_{\check{c}}$:

$$\tau_{\perp}^{Mo1} = \frac{F_{\check{c}} \cdot l_r}{\frac{I_{wx}}{r_z}} = \frac{F_{\check{c}} \cdot l_r \cdot \left(\frac{h_r}{2} + a\right)}{\frac{a \cdot h_r^3}{6} + \frac{b_r \cdot ((h_r + 2 \cdot a)^3 - h^3)}{12}} \quad (5.120)$$

$$\tau_{\perp}^{Mo1} = \frac{2207 \cdot 140 \cdot \left(\frac{30}{2} + 4\right)}{\frac{4 \cdot 30^3}{6} + \frac{14 \cdot ((30 + 2 \cdot 4)^3 - 30^3)}{12}} = 116,2 \text{ MPa}$$

Výpočet jmenovitého napětí z namáhání na krut vyvozené silou $F_{\check{c}}$:

$$\tau_{\perp}^K = \frac{F_{\check{c}} \cdot \frac{l_{tc}}{2} \cdot r_z}{J_p} = \frac{F_{\check{c}} \cdot \frac{l_{tc}}{2} \cdot r_z}{I_{wx} + I_{wz}} \quad (5.121)$$

$$\tau_{\perp}^K = \frac{2207 \cdot \frac{90}{2} \cdot 19}{50517 + 21589} = 26,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{||}^K = \frac{F_{\check{c}} \cdot \frac{l_{tc}}{2} \cdot r_y}{J_p} = \frac{F_{\check{c}} \cdot \frac{l_{tc}}{2} \cdot r_y}{I_{wx} + I_{wz}} \quad (5.122)$$

$$\tau_{||}^K = \frac{2207 \cdot \frac{90}{2} \cdot 11}{50517 + 21589} = 15,2 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí v nejvíce namáhaném vlákně svaru:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{||}^{F_{\check{c}}}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{||}^K}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^K}{k_3}\right)^2} \quad (5.123)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{116,2}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{6,3}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{15,2}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{26,2}{0,75}\right)^2} = 160,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost svaru:

$$k_s = \beta_s \cdot \frac{R_e}{\sigma_{red}} = 1,13 \cdot \frac{300}{160,8} = 2,1 \quad (5.124)$$

Nejmenší součinitel tření svaru B je při zavěšení člověka, a má hodnotu $k_s = 2,1$. Tato bezpečnost je pro svar dostačující, a i druhý svar byl úspěšně pevnostně zkontrolován.

5.5 Návrh a kontrola šroubového spoje

a) Návrh a kontrola šroubových spojů na držáku

Šroubové spojení jsem navrhl z největšího zatížení působícího na držák, tj. zatížení člověkem. Průchozí šroub s hlavou a maticí je v tomhle případě zatížený příčnou provozní silou od zavěšení, která působí kolmo na osu šroubu a dvěma momenty M_{vy} a M_{vx} , které při tomto zavěšení vznikají. Samotná síla se rozloží do šroubů rovnoměrně, proto jsem sílu působící na jeden šroub vypočetl následovně:

$$F_R = \frac{F_{\check{c}}}{n} = \frac{2207}{4} = 551,8 \text{ N} \quad (5.125)$$

kde n – počet šroubů.

Od účinku momentu M_V působícího v rovině spojení působí na každý šroub síla F_M , která je přímo úměrná vzdálenosti šroubu od těžiště základny. Vzhledem k tomu, že šrouby jsou stejně vzdáleny od těžiště základní desky, jsou síly F_M velikostně shodné.

$$F_M = F_{\check{c}} \cdot \left(\frac{l_{tc}}{2} + \frac{b_r}{2} \right) \cdot \frac{r_1}{n \cdot r_1^2} = 2207 \cdot \left(\frac{90}{2} + \frac{14}{2} \right) \cdot \frac{41,2}{4 \cdot 41,2^2} = 696,4 \text{ N} \quad (5.126)$$

kde r_1 – spojnice těžiště se středem šroubu.

Síla F_M účinkuje kolmo na spojnici těžiště se šroubem, proto velikosti výsledné síly působící na šroub jsou rozdílné. Účinek síly a momentu se nejvíce rozdělí do šroubu 1 a 2, jak je vyobrazeno na obrázku 5.49. Výslednou sílu jsem spočetl pomocí kosinusové věty pro šrouby 1 a 2 následovně:

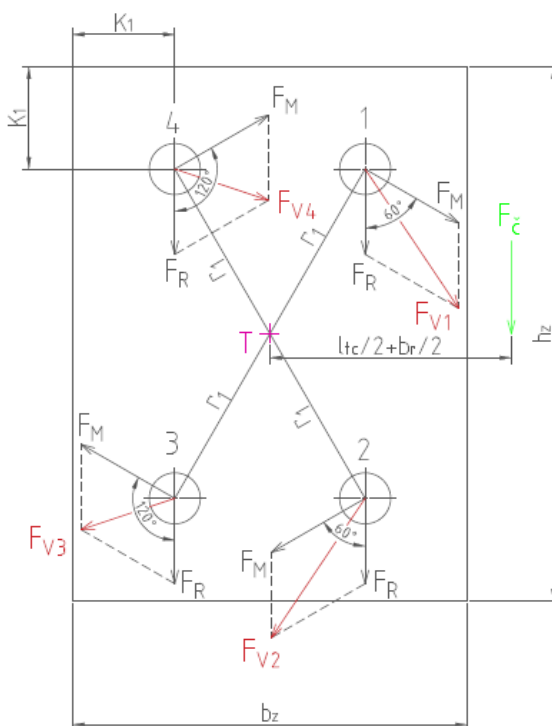
$$F_V = \sqrt{F_R^2 + F_M^2 - 2 \cdot F_R \cdot F_M \cdot \cos (180 - 60)} \quad (5.127)$$

$$F_V = \sqrt{551,8^2 + 696,4^2 - 2 \cdot 551,8 \cdot 696,4 \cdot \cos (180 - 60)} = 1083,4 \text{ N}$$

pro šrouby 3 a 4:

$$F_V = \sqrt{F_R^2 + F_M^2 - 2 \cdot F_R \cdot F_M \cdot \cos (180 - 120)} \quad (5.128)$$

$$F_V = \sqrt{551,8^2 + 696,4^2 - 2 \cdot 551,8 \cdot 696,4 \cdot \cos (180 - 120)} = 636,5 \text{ N}$$



Obrázek 5.49 – Výsledné síly ze zatížení silou a momentem

Pomocí podmínky pro bezpečný přenos posouvající síly třením pro nejvíce zatížený šroub:

$$F_V < F_t \quad (5.129)$$

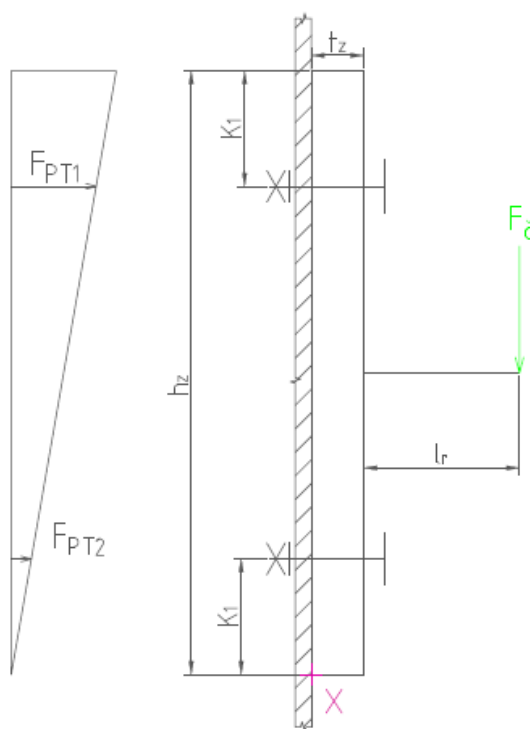
$$k \cdot F_V = F_N \cdot f$$

$$F_N = \frac{k \cdot F_V}{f} = \frac{1,3 \cdot 1083,4}{0,15} = 9389,5 \text{ N}$$

kde k – bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí ($k \geq 1,3$),

f – součinitel smykového tření (pro ocel na oceli 0,15).

Síla od zatížení člověkem dále šrouby namáhá tahovou silou od naklopení základny držáku od skříně vozu. Síla se bude snažit naklopit základnu kolem bodu X, který jsem vyznačil společně se zatížením na obrázku 5.50.



Obrázek 5.50 – Naklopení kolem bodu X

Z momentové rovnováhy a z podobnosti trojúhelníku, jenž je vyznačen na obrázku 5.50, jsem určil velikosti přídavných tažných sil:

$$F_z \cdot (l_r + t_z) = 2 \cdot F_{PT1} \cdot (h_z - K_1) + 2 \cdot F_{PT2} \cdot K_1 \quad (5.130)$$

$$\frac{F_{PT1}}{h_z - K_1} = \frac{F_{PT2}}{K_1} \quad (5.131)$$

Vyjádření z rovnice (5.131):

$$F_{PT1} = \frac{F_{PT2}}{K_1} \cdot (h_z - K_1)$$

Vložení do rovnice (5.130) a následným vyjádřením F_{PT2} jsem získal rovnici:

$$F_{\check{c}} \cdot (l_r + t_z) = 2 \cdot \frac{F_{PT2}}{K_1} \cdot (h_z - K_1) \cdot (h_z - K_1) + 2 \cdot F_{PT2} \cdot K_1$$

$$F_{PT2} = \frac{F_{\check{c}} \cdot (l_r + t_z)}{\frac{2 \cdot (h_z - K_1) \cdot (h_z - K_1)}{K_1} + 2 \cdot F_{PT2} \cdot K_1}$$

$$F_{PT2} = \frac{2207 \cdot (140 + 10)}{\frac{2 \cdot (115 - 22) \cdot (115 - 22)}{22} + 2 \cdot 22} = 398,7 \text{ N}$$

a dosazením do rovnice (5.131) jsem získal velikost síly F_{PT1} :

$$F_{PT1} = \frac{F_{PT2}}{K_1} \cdot (h_z - K_1) = \frac{398,7}{22} \cdot (115 - 22) = 1685,4 \text{ N}$$

Součtem přídatné tahové síly působící na horním šroubu a normálové síly jsem získal předpětí o velikosti:

$$F_o = F_N + F_{PT1} = 9389,5 + 1685,4 = 11075 \text{ N}$$

$$\beta_k \cdot \sigma_t \leq \sigma_d \quad (5.132)$$

$$\beta_k \cdot \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

kde β_k – bezrozměrný součinitel zahrnující krut,

d_3 – malý průměr závitu,

R_e – mez kluzu šroubu.

Statický součinitel bezpečnosti šroubu jsem pro návrh šroubu volil $k_s = 2$. Mez kluzu šroubu jsem vypočítal dle zvolené třídy pevnosti, kterou jsem zvolil 8.8:

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa} \quad (5.133)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{\beta_k \cdot F_o \cdot k_s \cdot 4}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 11075 \cdot 2 \cdot 4}{\pi \cdot 640}} = 7,569 \text{ mm}$$

Dle tabulek jsem vybral vyšší malý průměr závitu – M10 x 1,5.

Tabulka 5.14 – Parametry zvoleného závitu M10

	Značka (jednotka)	Hodnota
Jmenovitý průměr závitu	d (mm)	10
Rozteč	P (mm)	1,5
Střední průměr závitu	d_2 (mm)	9,026
Malý průměr závitu šroubu	d_3 (mm)	8,160
Úhel profilu závitu	α_z (°)	60

Pro základnu konzoly uvažuji šrouby se zápusťnou hlavou, aby šrouby nebyly příliš na očích a nekazily tak celkový vzhled držáku. Pro tyto účely jsem vybral šrouby se zápusťnou hlavou s vnitřním šestihranem dle ČSN EN ISO 10642 s výše uvedeným závitem.

Kontrola zvoleného závitu

Kontrolu zvoleného šroubu provádím v kritickém místě – jádře šroubu

Redukovaný třecí úhel:

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 9,83^\circ \quad (5.134)$$

kde f_z – součinitel smykového tření na závitu, který byl volen dle tabulky pro šroub bez povrchové úpravy se závity mazanými pastou MoS₂.

Tabulka 5.15 – Hodnoty součinitele smykového tření na závitu^[42]

f_z (-)	Povrchová úprava šroubu	Mazání závitů
0,19 až 0,39	žádná	-
0,16 až 0,24		olej
0,12 až 0,18		pasta MoS ₂
0,28 až 0,40	fosfátovaný	-
0,17 až 0,30		olej
0,13 až 0,17		pasta MoS ₂
0,1 až 0,185	kadmiovaný	-
0,1 až 0,17		olej
0,13 až 0,17		pasta MoS ₂

Úhel stoupání:

$$\psi = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 3,03^\circ \quad (5.135)$$

Výpočet tahového napětí ve šroubu vyvozovaného předpětím:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{11075}{\frac{\pi \cdot 8,160^2}{4}} = 211,8 \text{ MPa} \quad (5.136)$$

Namáhání šroubu na krut vyvozené utažením matice:

$$\tau_k = \frac{F_o \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (5.137)$$
$$\tau_k = \frac{11075 \cdot \tan(9,83 + 3,03) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 8,160^3} = 107 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti podle Guestovy hypotézy:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2}} \quad (5.138)$$

$$k_s = \frac{640}{\sqrt{211,8^2 + 4 \cdot 107^2}} = 2,1$$

Zvolené šrouby jsou dostatečně pevné, aby odolaly zatížení od zavěšení člověka na držák. Vzhledem k rázům vznikajících při zavěšování kola a případným dynamickým účinkům je volena větší bezpečnost šroubů.

Potřebný utahovací moment pro získání vypočítaného předpětí je:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} \quad (5.139)$$

kde M_{TZ} – třecí moment na závitu,

M_{TM} – třecí moment pod maticí.

$$M_U = F_o \cdot \tan(\varphi' + \psi) + F_o \cdot f_m \cdot \frac{s_k + d_0}{4}$$

kde f_m – součinitel tření mezi maticí a podložkou (pro ocel na oceli 0,15),

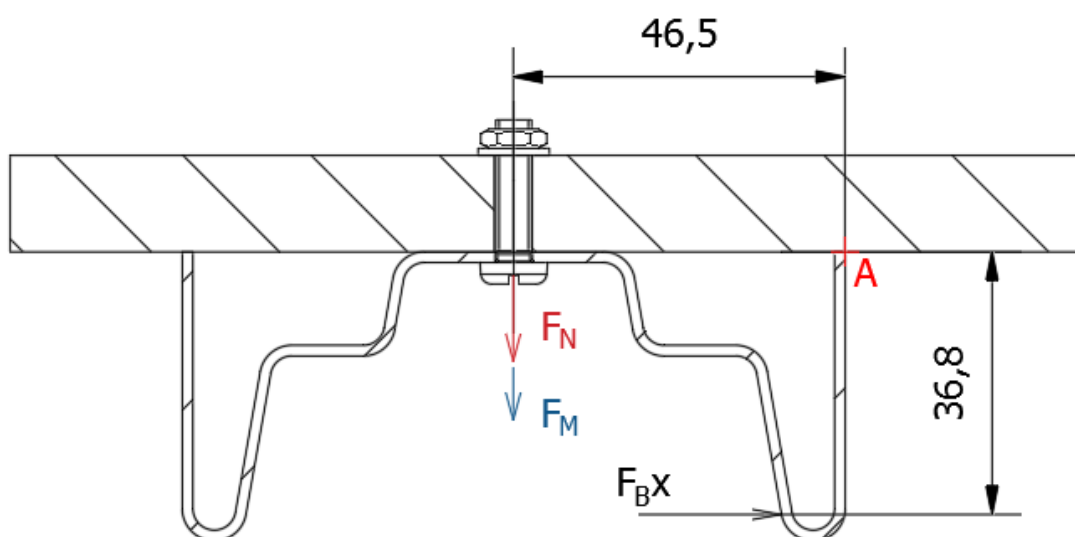
s_k – velikost klíče.

$$M_U = 11075 \cdot \tan(9,83 + 3,03) + 11075 \cdot 0,15 \cdot \frac{16 + 10,5}{4}$$

$$M_U = 13,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

b) Kontrola šroubů na bočnici

Pro šrouby na bočnici je důležité, aby neměly příliš velkou hlavu, která by znamenala velkou nerovnost při položení kola. Pro tyto účely jsem zvolil šrouby s válcovou hlavou, které nemají žádné ostré hrany a oproti ostatním šroubům disponují o něco menší hlavou. Šrouby na bočnici jsou namáhány provozní silou $F_B x$ kolmou na osu šroubu.



Obrázek 5.51 – Namáhání šroubů bočnice

Pomocí podmínky pro bezpečný přenos posouvající síly třením:

$$F_B x < F_t \quad (5.140)$$

$$k \cdot F_B x = F_N \cdot f \cdot n$$

$$F_N = \frac{k \cdot F_B x}{n \cdot f} = \frac{1,3 \cdot 621}{3 \cdot 0,15} = 1794 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k bodu překlopení v případě uvážení tuhého tělesa:

$$n \cdot F_M \cdot 46,5 = F_B x \cdot 36,8 \quad (5.141)$$

$$F_M = \frac{F_B x \cdot 36,8}{n \cdot 46,5} = \frac{621 \cdot 36,8}{3 \cdot 46,5} = 164 \text{ N}$$

Potřebné předpětí ve šroubu:

$$F_o = F_N + F_M = 1794 + 164 = 1958 \text{ N} \quad (5.142)$$

Tabulka 5.16 – Parametry uvažovaného závitu M5

	Značka (jednotka)	Hodnota
Jmenovitý průměr závitu	d (mm)	5
Rozteč	P (mm)	0,8
Střední průměr závitu	d_2 (mm)	4,480
Malý průměr závitu šroubu	d_3 (mm)	4,019
Úhel profilu závitu	α_z (°)	60

Redukovaný třecí úhel:

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_z}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 9,83^\circ \quad (5.143)$$

Úhel stoupání:

$$\psi = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{0,8}{\pi \cdot 4,480}\right) = 3,25^\circ \quad (5.144)$$

Výpočet tahového napětí ve šroubu vyvozovaného předpětím:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{1958}{\frac{\pi \cdot 4,019^2}{4}} = 154 \text{ MPa} \quad (5.145)$$

Namáhání šroubu na krut vyvozené utažením matice:

$$\tau_k = \frac{F_o \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (5.146)$$
$$\tau_k = \frac{1958 \cdot \tan(9,83 + 3,25) \cdot \frac{4,480}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 4,019^3} = 80 \text{ MPa}$$

Kontrola bezpečnosti podle Guestovy hypotézy:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2}} \quad (5.147)$$

$$k_s = \frac{480}{\sqrt{154^2 + 4 \cdot 80^2}} = 2,2$$

Navržené šrouby bočnice odolají namáhání od pohybu jízdního kola do strany.

Potřebný utahovací moment pro získání vypočítaného předpětí jsem vypočetl stejným postupem jako u výpočtu šroubů držáku:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} \quad (5.148)$$

$$M_U = F_o \cdot \tan(\varphi' + \psi) + F_o \cdot f_m \cdot \frac{s_k + d_0}{4}$$

$$M_U = 1958 \cdot \tan(9,83 + 3,25) + 1958 \cdot 0,15 \cdot \frac{8 + 5,5}{4}$$

$$M_U = 1,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6 Závěr

V rámci bakalářské práce jsem zpracoval přehled řešení stávajících držáků využívajících se pro přepravu jízdních kol ve vlaku. Zjistil jsem, že v České republice a dalších evropských státech je přeprava již velice rozšířená. Nejčastěji se v železniční dopravě vyskytuje řešení využívající zavěšení za přední ráfek jízdního kola, kdy se následně kolo opře o skříň vozu. Toto řešení je prostorově velice výhodné, a místa pro přepravu jsou tak situována v nákladních prostorech v blízkosti vstupu. Využívá se také řešení, a to především v Německu, kde je pro jízdní kola vyhrazen celý vůz. Jízdní kola se zde staví kolmo ke skříni vozu, což má za následek významné zlehčení uchycení, ovšem za cenu prostoru.

Dalším bodem práce, kterým jsem se zabíral, byla samotná jízdní kola. Vypozoroval jsem, že mezi velikostmi jednotlivých typů kol panují značné rozdíly. Pro účely práce bylo nejpodstatnější zmonitorování parametrů, které přímo či nepřímo, ovlivňují potřebné dimenzování zavěšení jízdních kol. Mezi tyto parametry, jak se v průběhu práce ukázalo, patří například šířka ráfku a pláště, průměr a osová vzdálenost kol, těžiště nebo dokonce i celková tloušťka ráfku s pláštěm. Nejproblematictějším parametrem u jízdního kola je dle mého poloha těžiště, kterou výrobci u kol neuvádí a nelze je ani jiným způsobem dohledat. Pro zjištění těžiště u jízdního kola bylo potřebné realizovat experiment. Podmínky experimentu nejsou náročné, a lze jej provést v každé domácnosti bez potřeby speciálních nástrojů. Pro potřeby experimentu jsem použil pro hrubé měření nástroje jako jsou osobní váha, délkové měřidlo a vodováha. Výsledky experimentu nepřinesly žádné překvapivé výsledky, polohy těžiště se pohybovaly v očekávaných hodnotách.

Hlavním cílem práce bylo navrhnout konstrukční řešení zavěšení použitelné pro celou škálu kol v různých typech železničních vozů. Navržené řešení, které jsem v práci použil, by mělo vykazovat odpovídající hodnoty v důležitých parametrech jako je bezpečnost, cenová relace a rozsáhlé spektrum užití. Takto navržené řešení jsem poté pomocí zjednodušeného analytického výpočtu pevnostně spočítal pro všechny typy zatížení vyvolané při zavěšení jízdního kola v železničním voze. Jako doplňkový výpočet jsem uvažoval zatížení držáku pod zavěšením člověka, neboť držák je ve voze volně přístupný a může tak podléhat vandalismu, případně se za něj lze v případě prudšího brzdění zachytit. Hodnoty získané analytickými výpočty jsem porovnal s hodnotami získanými pomocí počítačové simulace, a jak se ukázalo, výsledky se příliš nelišily. Kromě pevnostního podrobování samotného

držáku bylo důležité pevnostně zkontrolovat svarová spojení zhotovující držák, a také šrouby spojující držák se skříní železničního vozu.

Pro účely práce jsem dále navrhnul bočnice, které se používají pro usazení zavěšených kol. Prvním důvodem, proč se takové bočnice používají, je zamezení pohybu jízdního kola do stran při jeho zavěšení. Tento pohyb vzniká vlivem zrychlení železničního vozu. Druhým důvodem je ochrana před znečištěním skříně vozu dosedáním plášťů kol. Navržený model bočnice pro účely držáku jsem pevnostně zkontroloval pomocí počítačové simulace. Navržený držák je však možné nezávisle kombinovat s různými typy bočnic, jež se v železničních vozech vyskytují.

Výstupem práce není pouhé řešení standartního typu zavěšení jízdních kol. Práce nabízí taktéž zajímavé návrhy netradičních řešení. Tato řešení, jež v práci uvádím, by mohla přinést inspiraci pro případná další řešení transportu jízdních kol, ať už v železniční dopravě, nebo kdekoliv jinde.

Poděkování

Mé poděkování patří panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné vedení a konzultace, které vedly k dokončení práce. Děkuji taktéž panu Ing. Radimu Sýkorovi za cenné rady, konzultace, a také především za možnost vypracování tohoto tématu práce.

7 Seznam použité literatury

- [1] Parkis. In: *Parkis* [online]. Vilnius, c2020 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://parkis.eu/media/design/features-background.jpg>
- [2] CLUG. In: *Kickstarter* [online]. Vancouver: The Hornit, c2020 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.kickstarter.com/projects/834664305/clug-cycle-storage-thats-like-a-hug-for-your-bike>
- [3] ROZHODNUTÍ KOMISE (EU) ze dne 11. srpna 2006 o technické specifikaci pro interoperabilitu týkající se subsystému „Provoz a řízení dopravy“ transevropského konvenčního železničního systému. In: *Úřední věstník*. Brusel, 2006, L 359. ISSN 1725-5074. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/HTML/?uri=OJ:L:2006:359:FULL&from=CS>
- [4] CityElefant. In: *České dráhy* [online]. Praha, c2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/regionalni-vlak-cd/cityelefant/3-ext-cityelefant-452x223.jpg>
- [5] Držáky ve voze 971. In: *VagonWEB* [online]. Kalina, 2012 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201201/IMG_0441.jpg
- [6] InterPanter. In: *České dráhy* [online]. Praha, c2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/regionalni-vlaky-cd/regiopanter/regiopanter-452x223.jpg>
- [7] Uspořádání vozu 661. In: *Řazení vlaků osobní přepravy* [online]. MARFA [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <http://razeni.idos.cz/img/Schema/CZ-%C4%8CD-661.jpg>
- [8] Držáky v soupravě InterPanter. In: *České dráhy* [online]. Praha, c2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/rx-a-ex/interpanter/4-nast-interpanter.jpg>
- [9] Uspořádání vozu 084. In: *Řazení vlaků osobní přepravy* [online]. MARFA [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <http://razeni.idos.cz/img/Schema/CZ-%C4%8CD-680-084-Bmpz73.jpg>
- [10] Držáky v Pendolinu. In: *Vlakem jednoduše.cz* [online]. 2018 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.vlakemjednoduse.cz/wp-content/uploads/2018/12/Pendolino-Bmpz-085-4-02.jpg>
- [11] Railjet. In: *České dráhy* [online]. Praha, c2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/railjet01-630x250.jpg>
- [12] Uspořádání vozu Bmpz⁸⁹³. In: *Řazení vlaků osobní přepravy* [online]. MARFA [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <http://razeni.idos.cz/img/Schema/CZ-%C4%8CD-railjet-Bmpz89373.jpg>
- [13] Držáky ve railjetu. In: *VagonWEB* [online]. Maděra, 2014 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201401/Bmpz893_006_kola2.jpg
- [14] RegioPanter. In: *České dráhy* [online]. Praha, c2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/regionalni-vlaky-cd/regiopanter/regiopanter-452x223.jpg>

-
- [15] Držáky v RegioPanter. In: *VagonWEB* [online]. pd, 2012 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201202/IMG2792.jpg>
- [16] RegioShark. In: *České dráhy* [online]. Praha, c2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/regionalni-vlaky-cd/regioshark/3-ext-regioshark-452x223.jpg>
- [17] Držáky v RegioSharku. In: *Plzeňskonakole* [online]. Plzeň: Landa, 2017 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <http://www.plzenskonakole.cz/photo-pg-7147--600.jpg>
- [18] Uspořádání vozu Bdpee²³¹. In: *Řazení vlaků osobní přepravy* [online]. MARFA [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <http://razeni.idos.cz/img/Schema/CZ-%C4%8CD-Bdpee23161.jpg>
- [19] Držáky ve voze Bdpee²³¹. In: *VagonWEB* [online]. pd, 2015 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/fotogalerie/foto/201502/M1020272-kopie.jpg>
- [20] Uspořádání vozu Bbdgmee²³⁶. In: *Řazení vlaků osobní přepravy* [online]. MARFA [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <http://razeni.idos.cz/img/Schema/CZ-%C4%8CD-Bbdgmee23661.jpg>
- [21] Rámová konstrukce s držáky ve vozech Bbdgmee²³⁶. In: *Wikiwand* [online]. Holiš, 2013 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/9/98/Czech_Raildays_2013_%2C_Bbdgmee236_%C4%8CD_%2808%29.jpg/1280px-Czech_Raildays_2013%2C_Bbdgmee236_%C4%8CD_%2808%29.jpg?1580238082147
- [22] Bike Sizing. *RB-INC* [online]. Toronto [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <http://www.rbinc-sports.com/bike-sizing>
- [23] Jak vybrat velikost kola. *Cyklo Vape* [online]. c2019 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.cyklolvape.cz/informace/poradna/jak-vybrat-velikost-kola.html>
- [24] The Sizing System. *Sheldon Brown-Bicycle Technical Information* [online]. Brown, c2007 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.sheldonbrown.com/tire-sizing.html>
- [25] *Bicycle parking manual* [online]. Copenhagen: The Danish Cyclists Federation, 2008 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: http://www.celis.dk/Bicycle_Parking_Manual_Screenversion.pdf
- [26] *České dráhy* [online]. c2016 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/>
- [27] *Atlas vozů* [online]. Praha [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.atlasvozu.cz/>
- [28] *ŽelPage* [online]. c2001-2020 [cit. 2020-01-29]. ISSN 1801-5425. Dostupné z: <https://www.zelpage.cz/>
- [29] *VagonWEB* [online]. Dvořák [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.vagonweb.cz/>
- [30] Krejsa, I. *Metodická pomůcka k řešení nehody s účastí cyklistů*. In: IKOS Znalecká kancelář [online]. 2012 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <http://www.crash.cz/admin/files/ModuleText/3-Metodicka-pomucka-k-reseni-nehody-s-ucasti-cyklistu.pdf>
- [31] Elektrická jednotka Interpanter. *Škoda Transportation a.s.* [online]. Plzeň, c2020 [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/reference/elektricka-jednotka-interpanter/?from=prod>
-

-
- [32] *Fahrzeuglexikon* [online]. Deutsche Bahn, 2019 [cit. 2020-02-21]. Dostupné z: http://download-data.deutschebahn.com/static/datasets/fahrzeuglexikon/Fahrzeuglexikon_2019.pdf
- [33] Deutsche Bahn sets long-distance train precedent by introducing on board bike parking. In: *Cycling Industry News* [online]. Mark Sutton, 2018 [cit. 2020-02-21]. Dostupné z: <https://cyclingindustry.news/wp-content/uploads/2018/02/ice4.jpg>
- [34] InterCity, Eco Class double-deck coach (Eds). In: *VR* [online]. [cit. 2020-02-21]. Dostupné z: https://www.vr.fi/cs/vr/img/d/1/1/Eds_En.png?blobnocache=false
- [35] *Matkatavarat junassa*. In: *Youtube* [online]. 10.10.2014 [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://youtu.be/b08uwrAdcfE>. Kanál uživatele VR matkalla.
- [36] ČSN EN ISO 4210-2 *Jízdní kola – Bezpečnostní požadavky na jízdní kola – Část 2: Požadavky na městská a trekkingová jízdní kola, na jízdní kola pro mládež, na horská a závodní kola*. 2018, 38 s.
- [37] CIBULA, Karel a České vysoké učení technické v Praze. *Mechanika jízdního kola*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03016-4. Dostupné také z: <https://kramerius5.nkp.cz/uuid/uuid:1a4bea50-69c7-11e6-96d6-005056827e51>
- [38] *Heureka* [online]. c2007-2020 [cit. 2020-05-02]. Dostupné z: www.heureka.cz
- [39] *Kroucení: Pružnost a plasticita* [online]. Ostrava [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: http://fast10.vsb.cz/krejsa/studium/pp_tema05.pdf. Studijní opory. VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta stavební, Katedra stavební mechaniky.
- [40] Koutový svar. *Spoje ocelových konstrukcí* [online]. Brno: Ing. Röder [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: <http://www.ocel.wz.cz/svarove-spoje/koutovy-svar.php>
- [41] KARMAZÍNOVÁ, Marcela. *Prvky kovových konstrukcí: Spoje kovových konstrukcí* [online]. Brno, 2005 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BO02-Prvky%20kovovych%20konstrukci/M02-Spoje%20kovovych%20konstrukci.pdf>. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební.
- [42] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: pro 2. a 3. ročník bakalářského studia*. Ostrava, 2015. Studijní opory. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů.
- [43] Katalog AC Steel. *AC Steel a.s.* [online]. Český Těšín: AC Steel, <http://www.acsteel.cz/> [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://acsteel.cz/resources/download/katalog-ac-steel.pdf>
- [44] PETELE, Miroslav. *Svarové spoje. MITCalc* [online]. Děčín, c2003-2019 [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/welding/help/cz/welding.htm>
- [45] Jak vybrat pláště na kolo. In: *VšeProKolo* [online]. Hradec Králové, c2017 [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://www.vseprokolo.cz/poradna/921-jak-vybrat-plaste-na-kolo>
- [46] ČSN EN 12663-1 *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel*. Praha: ÚNMZ, 06/2015, 36 s.
- [47] ČSN 05 0120 *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. Praha: Vydavatelství Norem, 04/1971, 40 s.
- [48] *Dílenské tabulky: pro školu a praxi*. Úvaly: ALBRA, 2008, 880 s. ISBN 80-7361062-0.
-

-
- [49] ČSN 42 5310 *Plechý tlusté z ocelí tříd 10 až 16 válcované za tepla*. Praha: Vydavatelství Norem, 08/1991, 24 s.
- [50] ČSN EN ISO 10642 *Spojovací součásti – Šrouby se zápusťnou hlavou s vnitřním šestihranem*. Praha: ÚNMZ, 04/2020, 24 s.

8 Seznam příloh

Označení	Název
Příloha A	Vozy provozované ČD s možností přepravy jízdních kol
Příloha B	Výsledky pevnostní kontroly držáku
Příloha C	Výsledky MKP analýzy
Příloha D	Výrobní výkres základny
Příloha E	Výrobní výkres ramena
Příloha F	Výrobní výkres závěsné tyče
Příloha G	Výkres svařence
Příloha H	Výrobní výkres dolní bočnice
Příloha I	Výrobní výkres horní bočnice